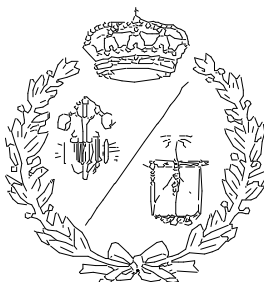


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

**MODELADO DEL FLUJO DE UNA TURBINA
HIDRÁULICA MEDIANTE LA DINÁMICA DE
FLUIDOS COMPUTACIONAL
(Flow modeling of a hydraulic turbine with CFD)**

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Jorge Hervás Ortega

Julio - 2019





ÍNDICE

1	Introducción	8
2	Turbomáquinas	10
2.1	Definición de turbomáquina.....	10
2.2	Elementos de las turbinas hidráulicas	11
2.3	Clasificaciones de las turbinas hidráulicas	11
2.4	Tipos de turbinas hidráulicas	16
2.4.1	Turbinas Pelton	16
2.4.2	Turbinas Francis.....	18
2.4.3	Turbinas Kaplan	19
3	Teoría de Turbomáquinas	22
3.1	Triángulos de velocidades	22
3.2	Ecuaciones de Euler para turbomáquinas	23
3.2.1	Primera Ecuación de Euler para turbomáquinas	23
3.2.2	Segunda ecuación de Euler.....	24
3.3	Regulación de los álabes en turbinas Kaplan.....	25
3.4	Altura de presión y altura dinámica	26
3.5	Pérdidas en las turbinas.....	27
3.6	Potencias	28
3.7	Rendimientos	28
4	Centrales Hidroeléctricas	31
4.1	Centrales de agua fluyente.....	31
4.2	Centrales con embalse.....	31
4.3	Central de almacenamiento por bombeo.....	32
4.4	Centrales mareomotrices	33
4.5	Central Hidroeléctrica Selga de Ordás.....	34
5	Dinámica de fluidos computacional	37
5.1	¿Qué es el CFD?	37
5.2	¿Cómo funciona el CFD?	38
5.2.1	Método de las diferencias finitas.....	39
5.2.2	Método de los elementos finitos	39
5.2.3	Métodos espectrales	40
5.2.4	Método de los volúmenes finitos.....	40
5.3	Estructura de los códigos de CFD	42



5.3.1	Preprocesador.....	42
5.3.2	Solver.....	43
5.3.3	Postprocesador	43
5.4	Resolución de problemas con CFD	44
5.5	Ecuaciones de la dinámica de fluidos computacional	45
5.5.1	Ecuación de conservación de masa	46
5.5.2	Ecuación de la cantidad de movimiento	48
5.5.3	Ecuación de la energía.	51
5.6	Adimensionalización y semejanza física	52
5.7	Aproximaciones y simplificaciones.....	53
5.7.1	Flujo estacionario o no estacionario.	53
5.7.2	Flujo bidimensional o tridimensional	54
5.7.3	Flujo compresible o incompresible	54
5.7.4	Flujo viscoso o no viscoso.....	55
5.7.5	Fluido radiactivo no participante.....	56
5.7.6	Flujo hidrostático o no hidrostático	56
5.7.7	Aproximación de Boussinesq.....	57
5.8	Turbulencia	58
5.8.1	¿Qué es la turbulencia?.....	58
5.8.2	Transferencia de cantidad de movimiento.....	59
5.8.3	Características de la turbulencia	60
5.8.4	Modelos de turbulencia	61
5.8.5	Simulación numérica directa	61
5.8.6	Simulación de grandes vórtices (LES)	62
5.8.7	Navier Stokes con Reynolds promedio.....	62
6	Simulación del rodete con Ansys Fluent.....	67
6.1	Definición de la geometría del rodete	67
6.2	Creación del mallado o de los volúmenes finitos.....	71
6.3	Configuración y resolución	75
6.4	Post Procesado de datos	84
6.5	Resultados	92
7	Conclusiones.....	100
8	Anexo I Cálculos.....	102
8.1	Cálculo de la Potencia.....	102
8.2	Cálculo del Rodete	103
8.3	Cálculo del perfil de los álabes.....	108



8.4	Cálculo del número de alabes y dimensiones	114
8.5	Cálculo de la carcasa	118
8.6	Cálculo del tubo de aspiración	123
9	Anexo II Estudio económico	126
10	Bibliografía	127



ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

Figura 2.1: Clasificación de turbomáquinas según dirección del flujo. [2]	12
Figura 2.2: Cambio de la altura de presión en una turbina de acción.[26]	13
Figura 2.3: Cambio de la altura de presión en turbina de reacción con tubo de aspiración.[26]	14
Figura 2.4: Cambio de la altura de presión en turbina de reacción sin tubo de aspiración.[26]	14
Figura 2.5: Valores típicos de salto diámetro y potencia de los principales tipos de turbina hidráulica.[26]	16
Figura 2.6: Velocidades específicas de diferentes tipos de turbinas hidráulicas [2].	16
Figura 2.7: Esquema de las partes de una turbina Pelton.[26]	17
Figura 2.8: Cucharas de una turbina Pelton. [26]	18
Figura 2.9: Esquema de una turbina Francis. [7].....	19
Figura 2.10: Mecanismo de movimiento del álabe. [26]	20
Figura 2.11: Esquema de una turbina Kaplan. [10]	21
Figura 3.1: Representación triángulos de velocidades en una turbina axial. [26]	22
Figura 3.2: Proyecciones de las velocidades absoluta y relativa del fluido sobre la dirección de u y su perpendicular. [26]	23
Figura 3.3: Teorema del coseno aplicado al triangulo de velocidades.[26]	24
Figura 3.4: Cambio de los triángulos de velocidad al poner los alabes más horizontales. [26]	25
Figura 3.5: Cambio de los triángulos de velocidad al poner los alabes más verticales. [26]	26
Figura 3.6: Rendimiento de una turbina Kaplan en función del caudal y el ángulo del rodete elegido para ese caudal [8]	30
Figura 4.1: ejemplo de central de agua fluyente [9].	31
Figura 4.2: central de embalse a pie de presa [8].	32
Figura 4.3: central de embalse de caudal desviado [3]	32
Figura 4.4: esquema de una central de bombeo [3]	33
Figura 4.5: Grupo bulbo [8]	33
Figura 4.6 Central Selga de Ordás.[19].....	34
Figura 4.7 Situación del municipio de Santa María de Ordás. [21] y [18].....	35
Figura 4.8 Situación de la central Selga de Ordás [21].....	35
Figura 4.9 Central Selga de Ordás Alternador.[20]	36
Figura 5.1 Discretización de funciones y diferenciación discreta [11]	38
Figura 5.2 Mallas y ejemplo de diferencias finitas en ecuación de conservación de masas.[11]	39
Figura 5.3 Ejemplo de aplicación de la ecuación de conservación de masa en volúmenes finitos.[11].....	41
Figura 5.4 Pasos en el método de los volúmenes finitos. [11]	42
Figura 5.5 Elemento de fluido para las leyes de conservación que gobiernan el comportamiento de este [12]	46
Figura 5.6 Análisis masico en elemento diferencial volumétrico [12].....	47
Figura 5.7 direcciones de las tensiones en el elemento diferencial. [12]	48
Figura 5.8 Fuerzas en la dirección x sobre el elemento diferencial. [12]	49



Figura 5.8 Cantidad de movimiento en las caras del elemento diferencial.	49
Figura 5.9 Principales números adimensionales de la mecánica de fluidos [13] ..	52
Figura 5.10 influencia del número de Reynold en la turbulencia debido a inestabilidades. [14].....	53
Figura 5.11 Flujos viscoso y no viscoso(ideal) [11].	55
Figura 5.12 Presión en función de la cota del fluido [11].	57
Figura 5.13 Variación de la velocidad respecto a un valor fijo en régimen turbulento en un punto.[12].....	59
Figura 5.14 Distribución de velocidades en un conducto en régimen laminar [11].	59
Figura 5.15 Distribución de velocidades en un conducto en régimen turbulento [11].	60
Figura 5.16 Clasificación de los distintos modelos de turbulencia en función de su complejidad [15]	61
Figura 5.17 Variable promedio y fluctuante [11]	63
Figura 6.1 Configuración inicial Bladegen	68
Figura 6.2 Propiedades del modelo	68
Figura 6.3 Forma del rodete	69
Figura 6.4 Selección del número de álabes.	69
Figura 6.5 Modificación de parámetros del álabe.	70
Figura 6.6 Ángulos del rodete.	70
Figura 6.7 Rodete generado con Bladegen.....	71
Figura 6.8 Región del alabe en Turbogrid.	72
Figura 6.9 Mallado bidimensional de la región del alabe.	73
Figura 6.10 Calidad del mallado.	74
Figura 6.11 Mallado tridimensional de un álabe.....	74
Figura 6.12 Mallado tridimensional del rodete.	75
Figura 6.13 Configuración general Fluent	76
Figura 6.14 Elección de los modelos de resolución.....	77
Figura 6.15 Configuración de las regiones de fluido.	78
Figura 6.16 Condiciones de contorno inlet.	79
Figura 6.17 Condiciones de contorno outlet.	79
Figura 6.18 Condiciones de contorno del alabe y secciones del hub.	80
Figura 6.19 Condiciones de contorno del shroud.	80
Figura 6.20 Creación de zonas periódicas.....	81
Figura 6.21 Modelo con las condiciones de contorno aplicadas.	81
Figura 6.22 tipos de condiciones de contorno en el sistema	82
Figura 6.23 Métodos de resolución.	83
Figura 6.24 Residuales derivados de la resolución.	83
Figura 6.25 Esquema de resolución en Ansys Workbench.	84
Figura 6.26 Obtención de las expresiones densidad, flujo masico y caudal.....	84
Figura 6.27 Obtención de las expresiones presiones y alturas de presión a la altura y salida del rodete, así como la total.	85
Figura 6.28 Cálculo de la potencia hidráulica del fluido.....	85
Figura 6.29 Cálculo de la potencia en el eje.....	85
Figura 6.30 Cálculo del rendimiento del rodete.	86
Tabla 6.1 Resultados Rendimiento-Caudal.	86
Figura 6.31 Gráfica de resultados Rendimiento-Caudal.	87



Tabla 6.2 Resultados rendimiento-Velocidad angular.	87
Figura 6.32 Gráfica de resultados Rendimiento-Velocidad angular.	88
Figura 6.33 mallado del modelo formado solo por el passage main.....	89
Figura 6.34 Modelo formado solo por el passage main en Fluent con las condiciones de contorno aplicadas.	89
Tabla 6.3 Resultados Rendimiento-Caudal del modelo sin región de entrada y salida.	90
Figura 6.35 Gráfica Rendimiento-Caudal del modelo sin región de entrada y salida.	90
Tabla 6.4 Resultados Rendimiento-Velocidad angular del modelo sin región de entrada y salida.	91
Figura 6.36 Gráfica Rendimiento-Revoluciones del modelo sin región de entrada y salida.	91
Tabla 6.5 Resultados Rendimiento-Número de álabes del modelo sin región de entrada y salida.	92
Figura 6.67 Gráfica Rendimiento-Número de álabes del modelo sin región de entrada y salida.	92
Figura 6.68 Perfil de velocidades en el modelo 1 en span 0,1.....	94
Figura 6.69 Perfil de velocidades en el modelo 2 en span 0,1.....	95
Figura 6.70 Energía cinética turbulenta en el modelo 1.	95
Figura 6.71 Energía cinética turbulenta en el modelo 2.	96
Figura 6.72 Presión en vista meridional en el modelo 1.....	96
Figura 6.72 Presión en vista meridional en el modelo 2.....	97
Figura 6.73 Presión en el álabe en el modelo 1.	97
Figura 6.74 Presión en el álabe en el modelo 2.	98
Figura 6.75 Velocidad relativa en el alabe en el modelo 1.....	98
Figura 6.76 Velocidad relativa en el alabe en el modelo 2.....	99
Figura 7.1 esquema de una turbina Kaplan y algunos de sus parámetros geométricos.[22]	104
Figura 7.2 Sección de entrada en el rodete [23].....	106
Figura 7.3 Parámetros del rodete y su posición.[22]	114
Figura 7.4 Parámetros del alabe y rodete.[23]	115
Figura 7.5 Choques por los bordes del álabe [24].....	117
Figura 7.6 Parámetros principales de las carcassas de acero(derecha) y concreto (derecha) de una turbina Kaplan. [25].....	119
Figura 7.7 Gráficas de las dimensiones de la carcasa de acero y concreto en porcentaje respecto a la dimensión del diámetro exterior del rodete y la velocidad específica. [25].....	122
Figura 7.8 Parámetros principales del tubo de aspiración de una turbina Kaplan.[25].....	123
Figura 7.9 Gráficas de las dimensiones del tubo de aspiración en porcentaje respecto a la dimensión del diámetro exterior del rodete y la velocidad específica. [25]	125



1 Introducción

Debido a la dependencia actual del ser humano hacia la energía eléctrica, la producción de esta energía es una necesidad. Además, con el cambio climático es muy importante obtener esta energía limpiamente, reduciendo al máximo la contaminación del entorno para que este sea sostenible.

Una de las formas de obtener electricidad de forma limpia es la energía hidráulica. Gracias a la energía del fluido, mediante máquinas hidráulicas, se puede obtener energía mecánica en un eje que mediante un alternador se puede convertir en eléctrica.

Se pretende obtener los datos del funcionamiento de una turbina hidráulica existente en una central hidroeléctrica, para cambiarla por una turbina hidráulica tipo Kaplan.

Las turbinas Kaplan son de tipo axial y de álabes orientables, lo que hace que tenga un buen rendimiento incluso para condiciones de trabajo fuera de las condiciones de diseño.

Se calcularán los diferentes valores de esta para después pasar a simular el flujo sobre un rodete basado en dichos cálculos mediante la técnica de la dinámica de fluidos computacional (CFD). La dinámica de fluidos computacional consiste en algoritmos y métodos numéricos para poder resolver las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento de los fluidos de manera aproximada, por lo tanto, sirve para simular el comportamiento del fluido. Pudiendo gracias a este método ir variando los diferentes parámetros de la turbina y simulando para ver cómo afectarían a los resultados finales dichos cambios, sacando conclusiones sobre estos parámetros y la turbina.

El programa que se va a usar para esto es ANSYS y en especial el software especializado en dinámica de fluidos computacional dentro de ANSYS, llamado ANSYS FLUENT.

Los objetivos del trabajo por lo tanto serán los siguientes:

- Obtención de la geometría.
- Mallado a utilizar para las simulaciones.



- Modelos matemáticos, de aproximación y de linealización para resolver con CFD.
- Simulación CFD con ANSYS FLUENT.
- Obtención de soluciones.
- Análisis de las soluciones obtenidas.



2 Turbomáquinas

2.1 Definición de turbomáquina

Para llegar al concepto de turbomáquina primero se define máquina de fluidos como aquella máquina que intercambia energía mecánica con el fluido de trabajo (dando o recibiendo energía del fluido). Los elementos de la máquina permiten este intercambio.

Se puede diferenciar entonces entre máquinas térmicas, en las que la densidad del fluido de trabajo se modifica al paso por la misma, o Máquinas Hidráulicas en las que no cambia (o casi no cambia) la densidad del fluido de trabajo.

También se pueden clasificar por si aumentan o disminuyen la energía del fluido de trabajo. Si transfieren energía al fluido serán generadores y si absorbe la energía del fluido serán motores. Otro tipo de máquinas son las reversibles, es decir pueden funcionar tanto como motor como cambiar y funcionar como generador.

Por último, podemos clasificar a las máquinas de fluidos en volumétricas y dinámicas o turbomáquinas. Volumétricas son aquellas en las que la cantidad de fluido que evoluciona en cada instante es determinada y la transferencia de energía se realiza a través de un volumen variable (por ejemplo, una bomba alternativa o un motor de combustión interna). Las turbomáquinas son aquellas en las que la circulación del fluido de trabajo es continua y la energía se intercambia a un eje de giro.

Las turbomáquinas entonces son aquellas maquinas en las que se produce un intercambio de energía debido a la variación del momento cinético del fluido de trabajo al pasar el rodete, que tiene un movimiento de rotación [1].

Las turbomáquinas hidráulicas se estudian con la ecuación de Euler, y en estas máquinas los cambios de velocidad (tanto en dirección como en magnitud) juegan un papel importante.

Este trabajo se centrará en las turbomáquinas hidráulicas actuando como máquina motora del fluido, es decir, turbinas hidráulicas.



2.2 Elementos de las turbinas hidráulicas

Los elementos principales de las Turbinas hidráulicas son los siguientes:

- Canal de llegada o Tubería Forzada:

Se trata de la tubería por donde llega el fluido a la turbina. Al final de la tubería forzada deberá haber una válvula de cierre lento (para evitar el golpe de ariete).

- Caja espiral o carcasa:

Transforma la presión en velocidad (al contrario que la voluta de una bomba).

- Distribuidor:

Actúa transformando presión en velocidad y además es un órgano de regulación.

- Rodete:

Parte de la turbina que absorbe la energía del fluido y la convierte en energía mecánica. Es el órgano principal de una turbina hidráulica.

- Tubo de aspiración:

Es el órgano de desagüe y su función es crear una depresión a la salida de la turbina (para succionar el fluido) [3].

2.3 Clasificaciones de las turbinas hidráulicas

Si se clasifica según la dirección del flujo en el rodete hay tres opciones. Si el desplazamiento del flujo es paralelo al eje, es decir, que cada partícula se mueve a la misma distancia del eje (sin componente radial), se tiene una turbomáquina axial. Si el desplazamiento del flujo en el rodete es perpendicular al eje (sin componente axial), es radial. Y por último si tiene las tres componentes (axial, radial y tangencial) se trata de una turbomáquina mixta [2].

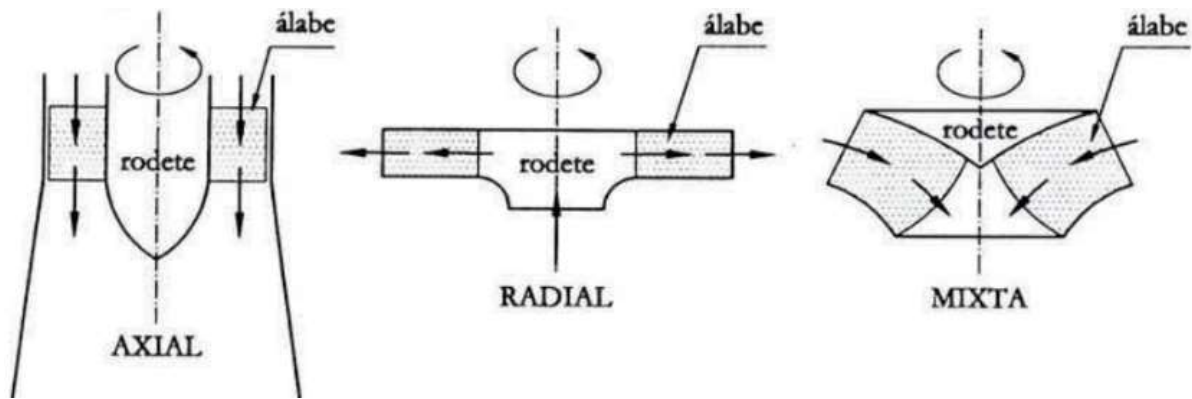


Figura 2.1: Clasificación de turbomáquinas según dirección del flujo. [2]

Según la posición del eje se distinguen turbinas horizontales y turbinas verticales. Y según el modo de operación se puede tratar de turbinas reversibles o no reversibles.

Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar según el grado de reacción en turbinas de acción o impulso y turbinas de reacción.

Se define grado de reacción (σ) como la relación entre la altura de presión absorbida en el rodete y la altura total absorbida.

$$\sigma = \frac{\text{Altura de presión absorbida por el rodete}}{\text{Altura total absorbida por el rodete}} = \frac{H_p}{H_t} \quad (2.1)$$

- Turbinas de acción ($\sigma = 0$)

En este tipo de turbinas, el agua entra en el rodete con presión manométrica nula, es decir, el rodete no está inundado y en él no se modifica la presión. Toda la energía se transmite en forma de energía cinética. Se tratan de turbinas de admisión parcial, al atacar el fluido a una parte y no a todo el rodete.

La altura de presión del fluido aumenta hasta llegar al sistema de regulación donde se transforma dicha energía de presión en energía cinética. En el rodete, a presión constante la altura de velocidad se convierte en parte en energía útil en el eje.

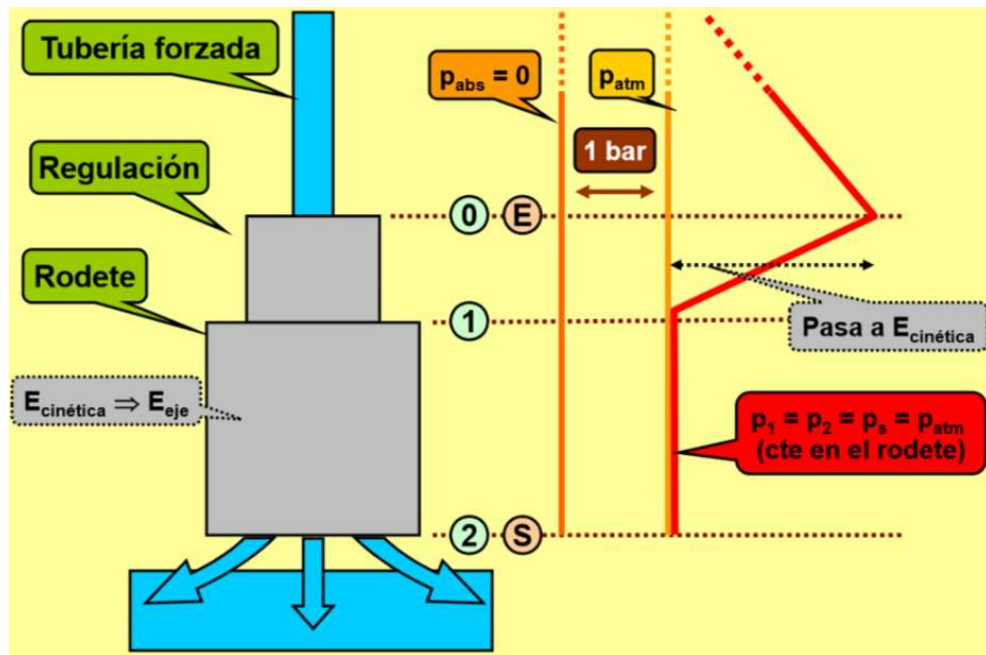


Figura 2.2: Cambio de la altura de presión en una turbina de acción.[26]

- Turbinas de reacción ($\sigma \neq 0$)

En este tipo de turbinas, el agua entra en el rodete con cierta presión manométrica positiva, a su paso pierde dicha presión pudiendo llegar a un valor negativo de la misma. Se tratan de turbinas de admisión total, ya que el fluido ataca todo el rodete.

Al igual que en las turbinas de acción en el distribuidor la altura de presión disminuye, aunque no hasta la presión atmosférica, y la altura de velocidad aumenta. En el rodete la presión sigue disminuyendo, pudiendo llegar a una presión manométrica negativa si es que tiene tubo de aspiración. El rodete transforma esta energía de presión y cinética en energía útil en el eje.

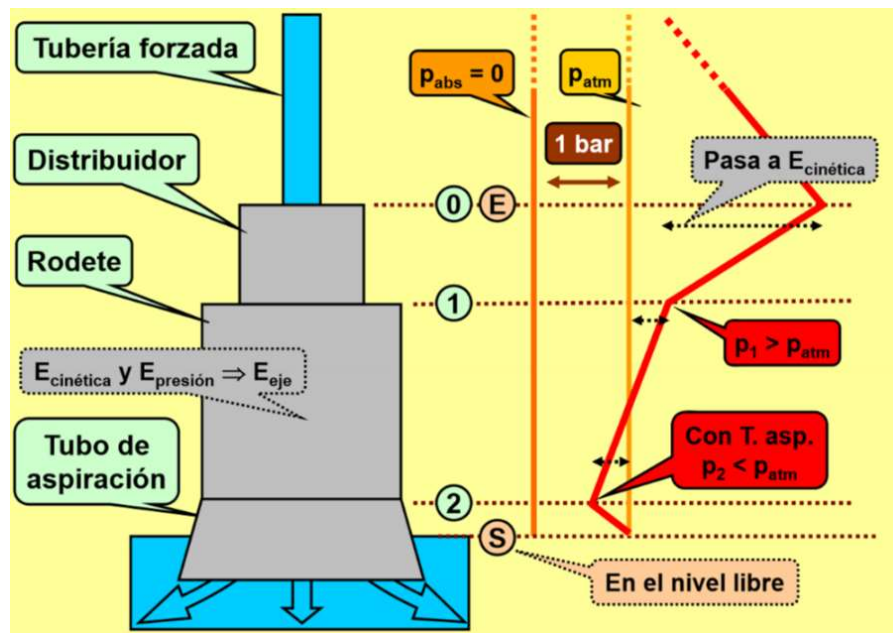


Figura 2.3: Cambio de la altura de presión en turbina de reacción con tubo de aspiración.[26]

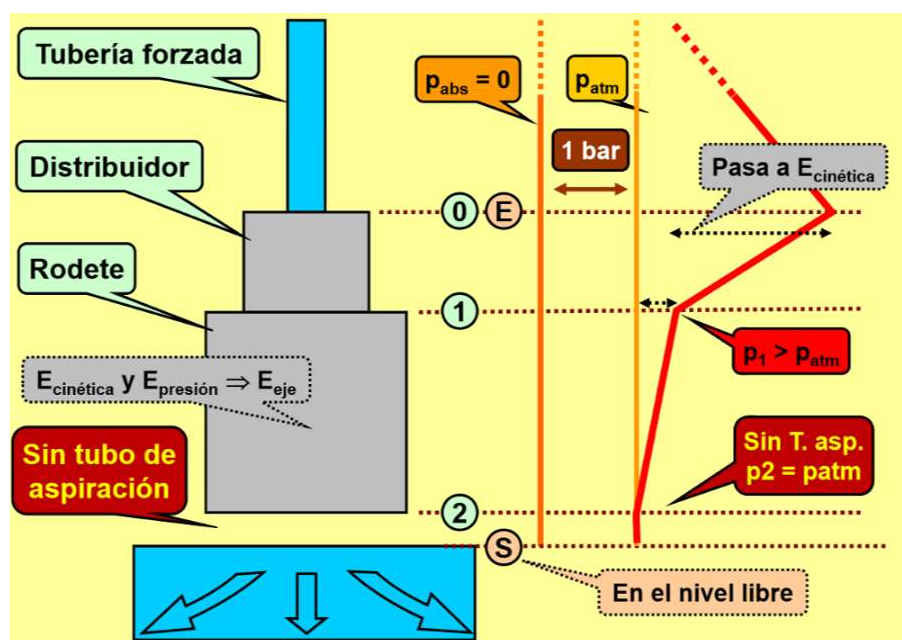


Figura 2.4: Cambio de la altura de presión en turbina de reacción sin tubo de aspiración.[26]

Por último, se pueden distinguir las turbinas según el número específico de revoluciones. Dependiendo del valor de este número distinguimos entre turbinas lentas, normales, rápidas y extrarrápidas.



El número específico de revoluciones o velocidad específica es el número de revoluciones a las que debería girar la turbina (o la turbomáquina hidráulica) para un salto de 1m y que son capaces de producir una potencia de 1CV en el eje para esta altura [1].

Se tratará de un valor común a una serie de turbinas semejantes ya que existe una relación directa entre dicho número y la forma del rodete.

$$n_s = n \cdot \frac{Pot^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (2.2)$$

Y de la misma forma si el fluido de trabajo es agua:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \cdot \sqrt{\eta} \quad (2.3)$$

Con el valor del número de revoluciones específico del caudal, velocidad específica del caudal o número de Brauer siendo el dado por la siguiente ecuación:

$$n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.4)$$

Por lo tanto, el número de revoluciones específico o velocidad específica:

$$n_s = 3,65 \cdot n_q \cdot \sqrt{\eta} \quad (2.5)$$

Siendo:

$n \rightarrow$ número de revoluciones

$Pot \rightarrow$ Potencia

$H \rightarrow$ Altura

$Q \rightarrow$ Caudal

$\eta \rightarrow$ Rendimiento

Una turbina funcionará con rendimiento óptimo cuando la potencia desarrollada, la altura neta y el número de revoluciones sean tales que en la ecuación anterior se obtenga el número específico de revoluciones.

2.4 Tipos de turbinas hidráulicas

Los principales tipos de turbinas hidráulicas son Pelton, Francis y Kaplan.

	Kaplan	Francis	Pelton
Salto Neto (m)	2 a 50	15 a 400	hasta 800
Diámetro del rodete (m)	1 a 10	0,3 a 8	0,3 a 6
Potencia en el eje (MW)	Hasta 250	Hasta 750	Hasta 400

Figura 2.5: Valores típicos de salto diámetro y potencia de los principales tipos de turbina hidráulica.[26]

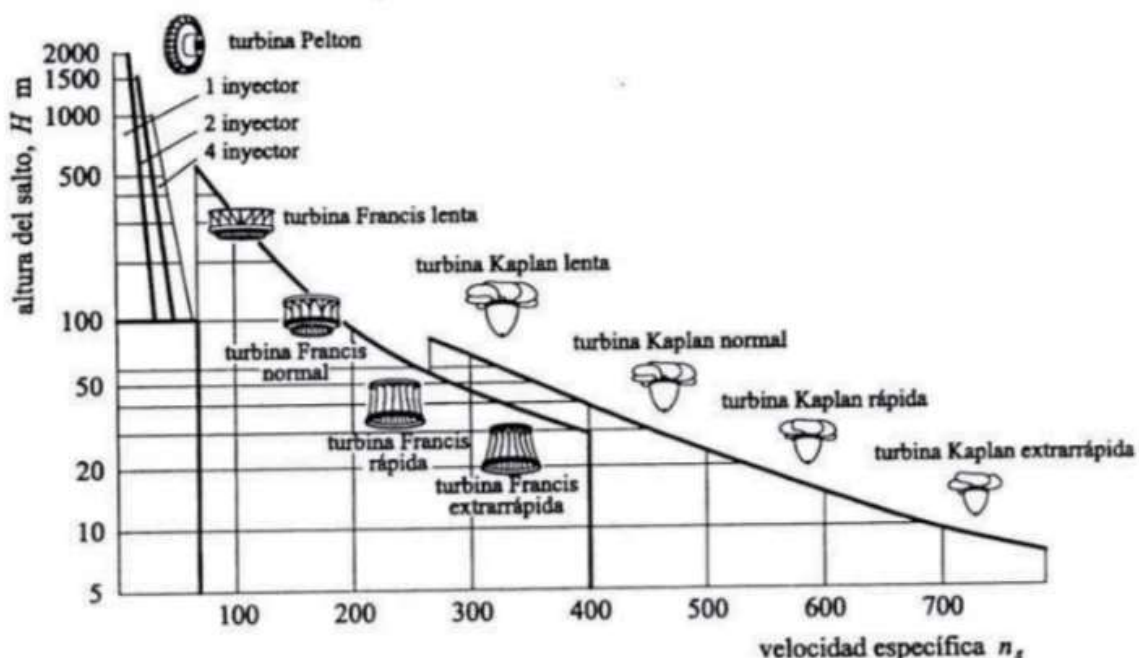


Figura 2.6: Velocidades específicas de diferentes tipos de turbinas hidráulicas [2].

2.4.1 Turbinas Pelton

Son turbinas de acción con dirección radial del flujo y tienen algunos cambios en los elementos que la forman, ya que este tipo de turbinas no tienen cámara espiral. El distribuidor es un inyector que consta de una tobera y una válvula de aguja. Otra diferencia es que los alabes del rodete son en realidad cucharas sobre los que incide el flujo que sale del inyector.

Su inventor es Lester Allan Pelton (1829-1908), que fue un ingeniero norteamericano dedicado a la industria de extracción de oro en el estado de California [5].

Este tipo de turbinas como se muestra en la figura 2.6 se usan para grandes saltos de altura y tienen unos números específicos de revoluciones bajos. Se usan además para pequeños caudales.

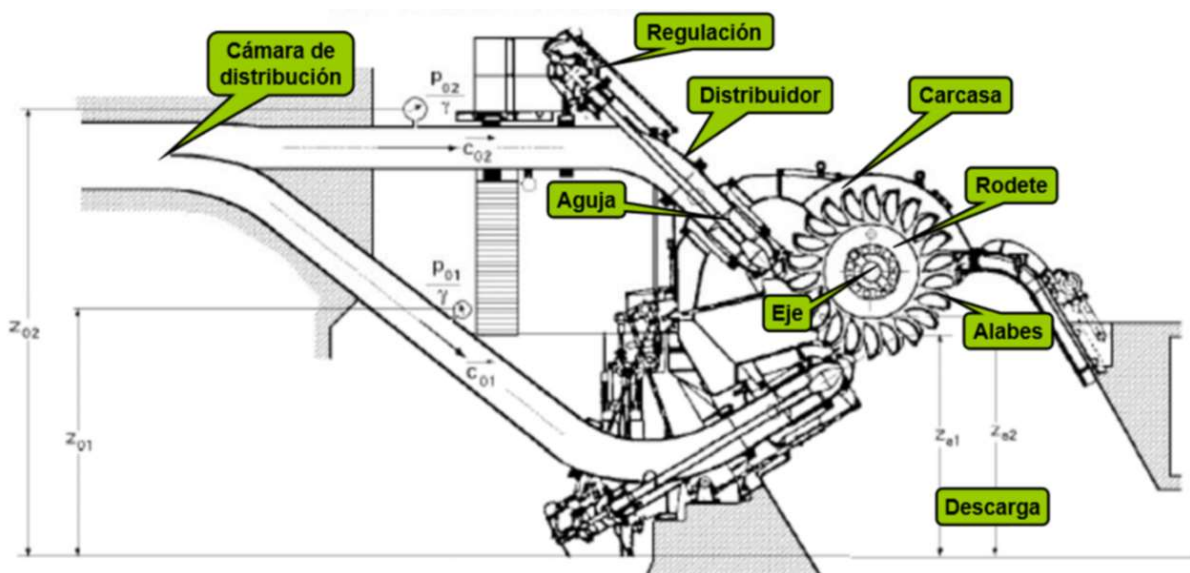


Figura 2.7: Esquema de las partes de una turbina Pelton.[26]

El funcionamiento es el siguiente, el fluido llega por la cámara de distribución y se reparte en los distribuidores (dependiendo del número de inyector que tenga). Una vez en los inyector, a través de la tobera regulada por la posición de las agujas la energía de presión del fluido se convierte salvo pérdidas en energía cinética (al salir de dichos orificios en forma de chorro). El chorro incide sobre las cucharas en una arista interior que divide el chorro, que al incidir tangencialmente en la cuchara empuja los alabes y se obtiene el trabajo mecánico que se deseaba. Las formas cóncavas de las cucharas hacen que el agua salga por los laterales sin energía apreciable. Estas cucharas tienen un recorte o escotadura para que a incidencia en cada momento sea la adecuada.

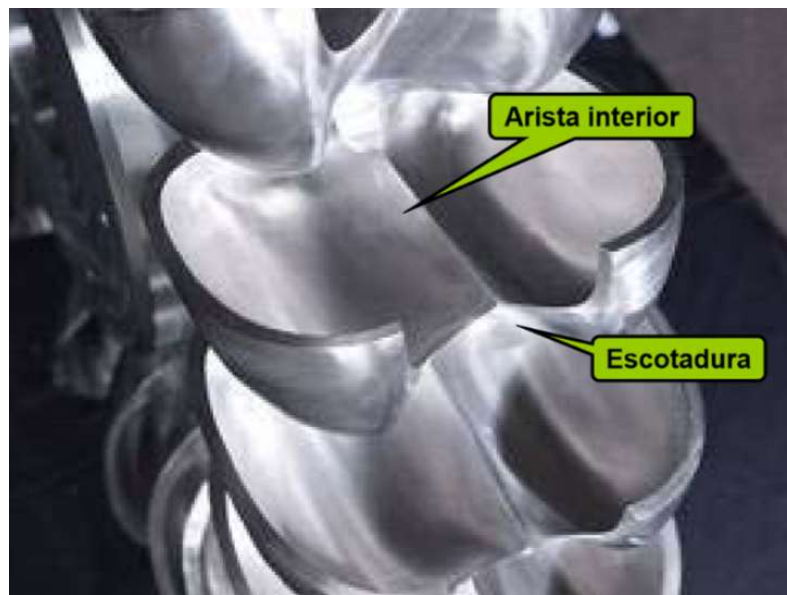


Figura 2.8: Cucharas de una turbina Pelton. [26]

2.4.2 Turbinas Francis

Son turbinas mixtas (axiales-radiales) de reacción y su campo de aplicación es muy extenso, se pueden emplear en saltos de muy diferentes alturas y caudales.

El nombre de estas turbinas viene dado por un ingeniero británico, James Francis (1815-1892), que junto con el profesor Fink, en 1877, perfeccionó el sistema de distribución, de ahí el nombre de distribuidor Fink [5].

La energía potencial gravitatoria del agua se convierte parte en energía de presión y otra parte en energía cinética a su llegada a la voluta. El distribuidor que tiene alabes móviles (se abren y cierran regulando la entrada, pero no rotan con el eje), y en él se convierte energía de presión en energía cinética, aunque no del todo, ya que es una turbina de reacción (como ya se ha explicado anteriormente). La entrada del agua en el rodete es prácticamente radial, incidiendo en los alabes y cediendo energía haciendo que este rote. Entonces la presión baja al igual que la presión, y si se tiene tubo de aspiración se permite aprovechar más la energía de flujo a la salida, obteniéndose presiones negativas.

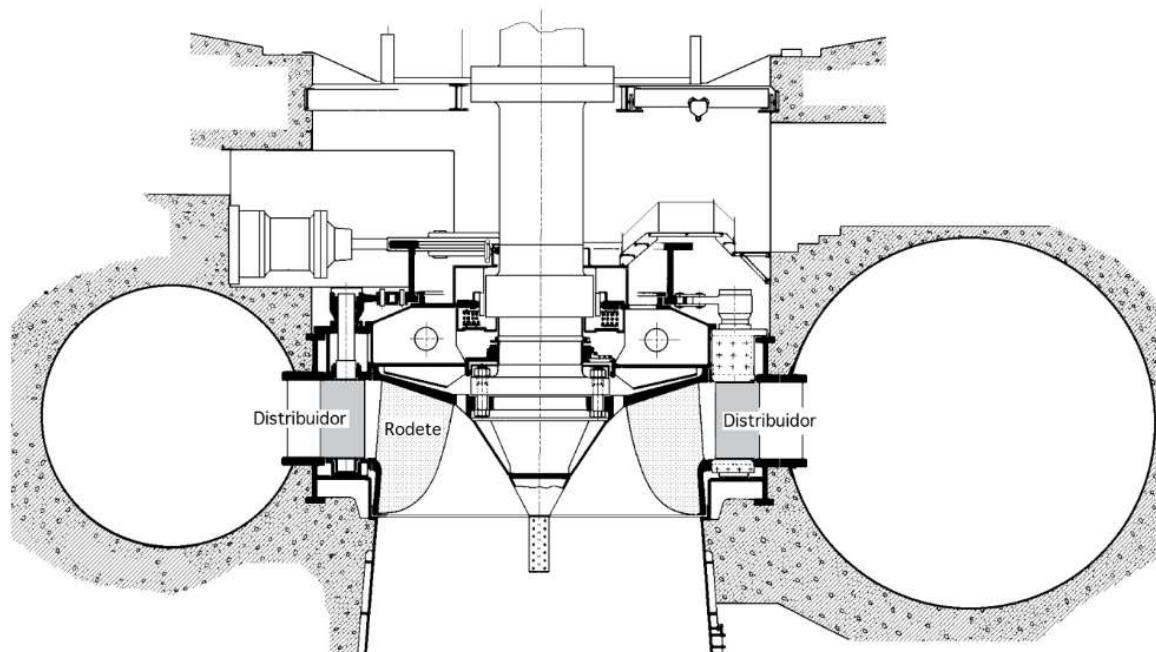


Figura 2.9: Esquema de una turbina Francis. [7]

Las turbinas Dériaz son, un tipo específico de turbinas Francis, en las que los álabes son orientables.

2.4.3 Turbinas Kaplan

Las Turbinas Kaplan son turbinas axiales de reacción, y son esencialmente, turbinas de hélices, pero con los álabes orientables. La capacidad de orientar los álabes permite ajustar la geometría según la carga demandada a las condiciones de óptimo rendimiento. Esto resulta un cambio importante para trabajar con cargas parciales. Por ello la curva de rendimiento de las turbinas Kaplan es plana. Al disponer de regulación en la distribución y en los álabes, se dice que son turbinas de doble regulación. El cambio en la disposición de los álabes se realiza con un servomotor dentro del cubo de dicho rodete [2].

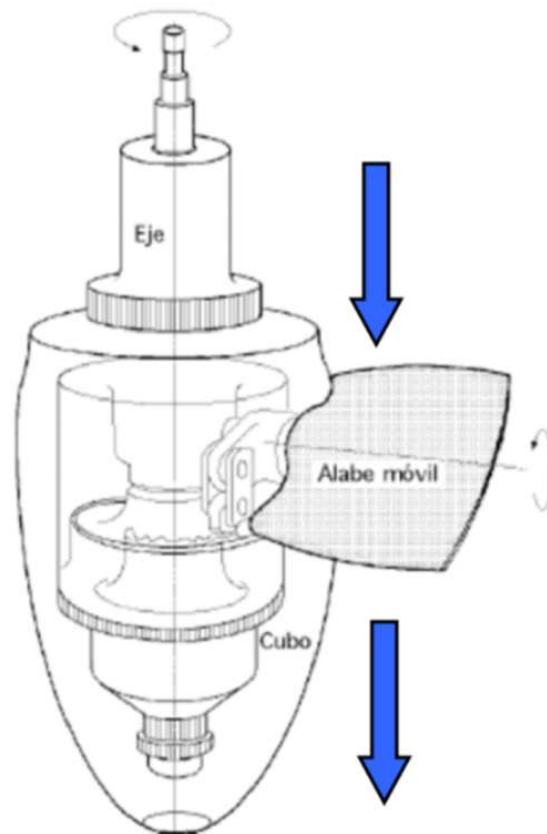


Figura 2.10: Mecanismo de movimiento del álabe. [26]

El funcionamiento de estas turbinas es adecuado para pequeños saltos (hasta 50 metros) y caudales medios y grandes.

Viktor Kaplan (1876-1934), austriaco, fue el ingeniero responsable de inventar dichas turbinas. Se dedicó a perfeccionar las turbinas de hélice(axiales) y modificando llegó a este tipo de solución [5].

La principal diferencia con las turbinas Francis es el rodete. El rodete de las turbinas Kaplan suele estar situado más bajo que el distribuidor, de modo que la corriente de este fluye paralelamente al eje, o casi paralelamente, incidiendo en los álabes.

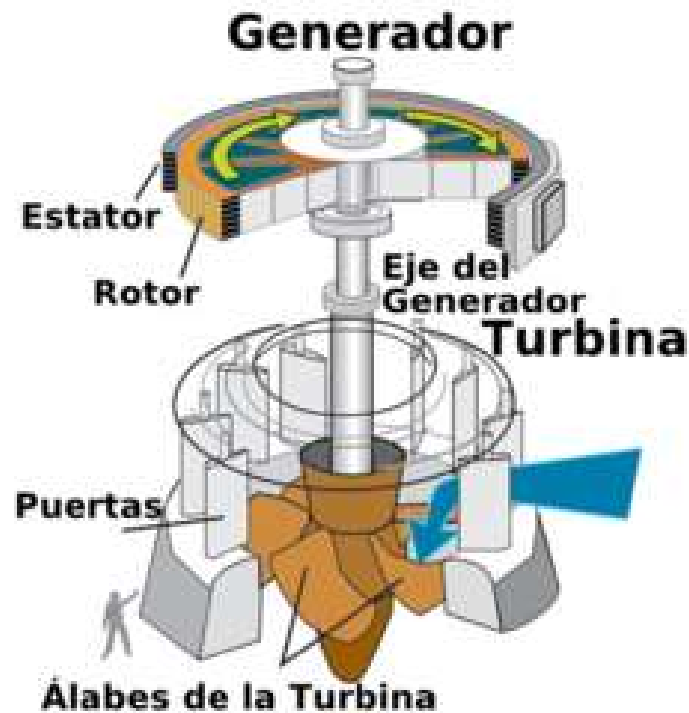


Figura 2.11: Esquema de una turbina Kaplan. [10]

Este tipo de turbina es en el que se centrará el trabajo, con el cálculo del rodete y posterior análisis con dinámica de fluidos computacional.

Un montaje característico de estas turbinas son los llamados grupos bulbo, montados juntamente con el alternador. Esta disposición es típica de las centrales mareomotrices. Se puede ver un ejemplo de montaje de estos grupos bulbos en la figura 4.5.

3 Teoría de Turbomáquinas

3.1 Triángulos de velocidades

Los símbolos utilizados internacionalmente en la teoría de turbomáquinas son los siguientes:

\vec{c} = Velocidad absoluta del flujo

\vec{w} = Velocidad relativa del flujo respecto al rodete

\vec{u} = velocidad tangencial del rodete

α = Ángulo que forma la velocidad absoluta con la tangencial

β = Ángulo que forma la velocidad relativa con el opuesto de la velocidad tangencial

Para estos parámetros se usarán los subíndices 1 si se trata de la entrada de los álabes y 2 para la salida de estos. Al tratarse \vec{w} de la velocidad relativa (la velocidad del fluido menos a del rodete) se puede representar como un triángulo formado por estos tres vectores.

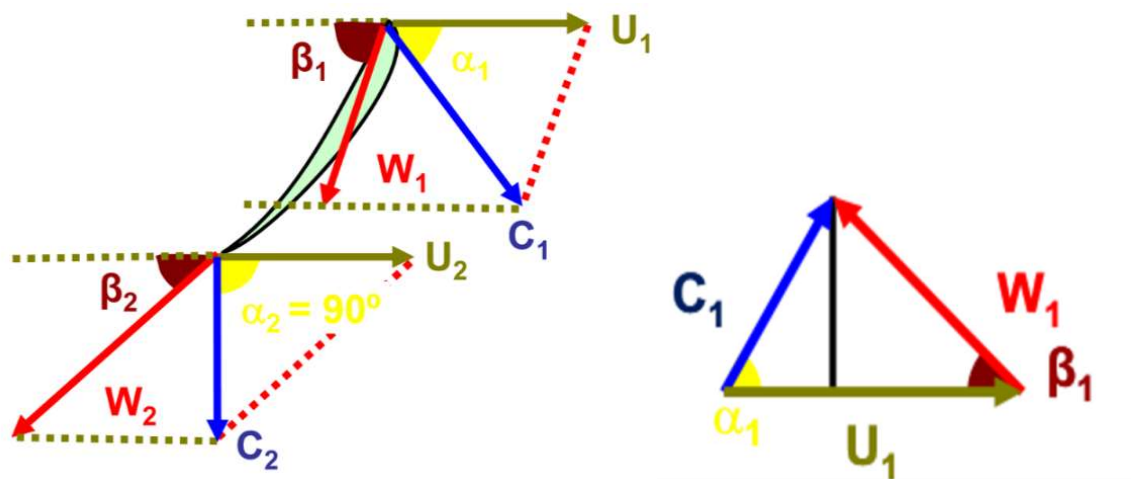


Figura 3.1: Representación triángulos de velocidades en una turbina axial. [26]

$$\begin{aligned} c_{1u} &= c_1 \cdot \cos \alpha_1; & c_{1m} &= c_1 \cdot \sin \alpha_1; & c_1 &= \sqrt{c_{1u}^2 + c_{1m}^2} \\ w_{1u} &= w_1 \cdot \cos \beta_1; & w_{1m} &= w_1 \cdot \sin \beta_1; & w_1 &= \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1m}^2} \end{aligned}$$

Figura 3.2: Proyecciones de las velocidades absoluta y relativa del fluido sobre la dirección de \vec{u} y su perpendicular. [26]

Las componentes con el subíndice u hacen girar el agua en el rodete, y con el subíndice m hacen que el agua entre o salga del rodete.

3.2 Ecuaciones de Euler para turbomáquinas

3.2.1 Primera Ecuación de Euler para turbomáquinas

Partiendo del teorema del impulso o de la cantidad de movimiento para un hilo de corriente, recordando que la densidad es constante al tratarse de turbinas hidráulicas:

$$d\vec{F} = dQ\rho(\vec{c}_1 - \vec{c}_2) \quad (3.1)$$

Tomando momentos respecto al eje del rodete:

$$dM = dQ\rho(r_1 c_1 \cos \alpha_1 - r_2 c_2 \cos \alpha_2) = dQ\rho(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}) \quad (3.2)$$

Se supone que todas las partículas del fluido entran en el rodete con la misma velocidad y salen también lo mismo. Es lo mismo que decir que todos los hilos de corriente se desvían lo mismo, lo que implicaría un número de álabes infinito. Esta hipótesis recibe el nombre de *teoría unidimensional*, o *teoría del número infinito de álabes*. Integramos entonces entre la salida y la entrada siguiendo esta hipótesis, que equivale a decir que el caudal será constante (al serlo también la densidad) [3].

$$M = Q\rho(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}) = \dot{m}(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}) \quad (3.3)$$

Se puede multiplicar por la velocidad angular para obtener la potencia desarrollada en el eje, que a su vez es la densidad por g por el Caudal y por la altura. Se puede despejar la altura entonces.

$$P = Q\rho\omega(r_1c_{1u} - r_2c_{2u}) = \rho gQH \quad (3.4)$$

$$H = \frac{\omega(r_1c_1 \cos \alpha_1 - r_2c_2 \cos \alpha_2)}{g} \quad (3.5)$$

Y como la velocidad angular por el radio es la velocidad \vec{u} .

$$H = \frac{u_1c_{1u} - u_2c_{2u}}{g} \quad (3.6)$$

Que es la primera forma de la ecuación de Euler para turbomáquinas o ecuación fundamental de las turbomáquinas. Esta forma se ha deducido para una turbina, si se trata de una bomba hidráulica lo único que habría que hacer es multiplicar a expresión anterior por (-1) para obtener el resultado en este tipo de turbomáquinas. Se puede apreciar que la altura creada no depende del fluido [2].

3.2.2 Segunda ecuación de Euler

Para obtener la segunda forma de la ecuación de Euler se usa el teorema del coseno.

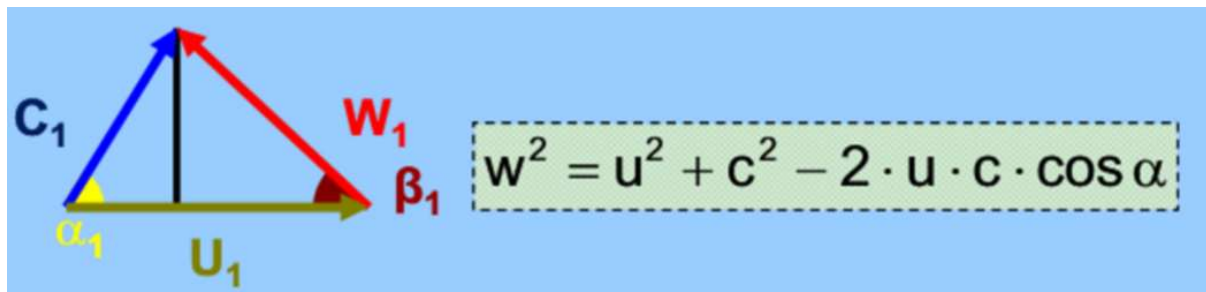


Figura 3.3: Teorema del coseno aplicado al triángulo de velocidades.[26]

Entonces se despeja de la siguiente forma:

$$u \cdot c \cdot \cos \alpha = u \cdot c_u = \frac{u^2 + c^2 + w^2}{2} \quad (3.7)$$

Aplicando a la ecuación de Euler para turbomáquinas obtenida antes y reordenando términos, obtenemos la segunda forma de la ecuación de Euler para turbomáquinas:

$$H = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (3.8)$$

3.3 Regulación de los álabes en turbinas Kaplan

Como se ha explicado los álabes de la turbina Kaplan son orientables y al variar el ángulo de las palas, varían también los triángulos de velocidad y algún otro parámetro.

Si los álabes se ponen más horizontales se cierra el paso del caudal, por lo que el caudal que pasará será menor y por lo tanto la velocidad de entrada del agua disminuye (es decir c_{1m} disminuye). La velocidad de giro se debe mantener, para mantener la frecuencia del alternador de la turbina.

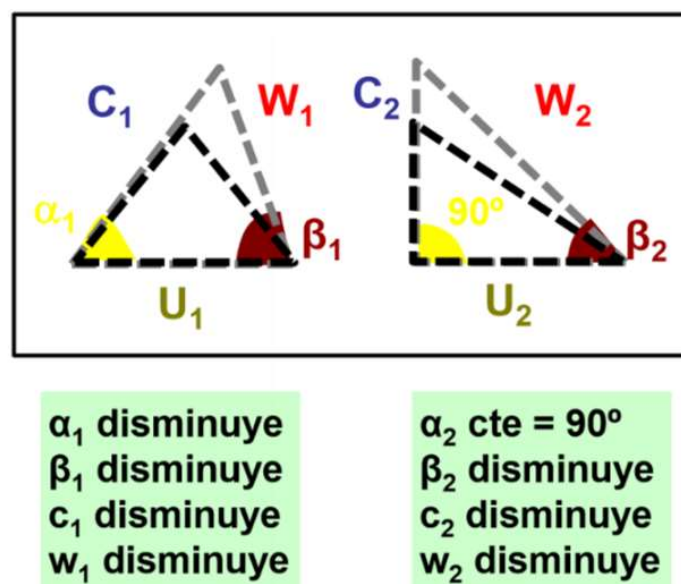


Figura 3.4: Cambio de los triángulos de velocidad al poner los álabes más horizontales. [26]

Si los álabes se ponen más verticales entonces al contrario que antes el caudal aumenta y por tanto también la velocidad de entrada del agua. Igual que antes también, la velocidad de giro del rodete u tiene que ser la misma para mantener la frecuencia del alternador.

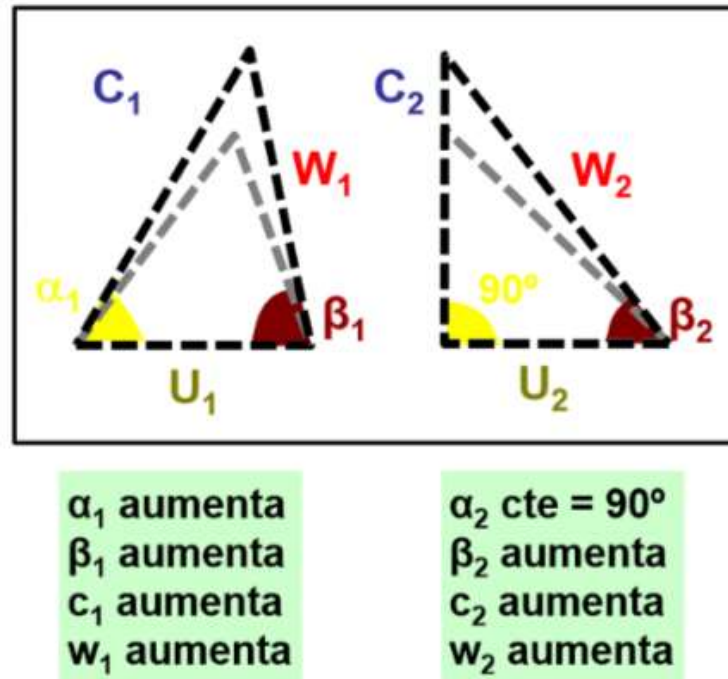


Figura 3.5: Cambio de los triángulos de velocidad al poner los alabes más verticales. [26]

3.4 Altura de presión y altura dinámica

Para llegar a estos conceptos se parte de la ecuación de Bernoulli aplicada en el rodete de una turbina:

$$\left(z_1 + \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g}\right) + H_{a\tilde{n}a} - H_{ext} - H_{per} = \left(z_2 + \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g}\right) \quad (3.9)$$

Despreciando las pérdidas y quedándose solo con la altura extraída (por la turbina).

$$H_u = (z_2 - z_1) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}\right) + \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma}\right) \quad (3.10)$$

Igualando la expresión anterior a la segunda forma de la ecuación de Euler, se desprecia la variación en la cota de altura z y las pérdidas en el interior de la turbina.



$$(z_2 - z_1) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \right) + \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma} \right) = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (3.11)$$

Se define entonces la altura de presión de la siguiente forma:

$$H_p = \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma} \right) = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (3.12)$$

Se define también el concepto de altura dinámica del rodete de la siguiente forma:

$$H_d = \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \right) \quad (3.13)$$

Por tanto, la altura útil de la turbina será la suma de la altura dinámica y la altura de presión del rodete.

3.5 Pérdidas en las turbinas

Las pérdidas en la turbina se pueden clasificar en tres grupos, que son pérdidas hidráulicas, pérdidas volumétricas y pérdidas mecánicas.

Tanto las pérdidas hidráulicas como las volumétricas son pérdidas interiores, y en las máquinas térmicas normalmente se consideran globalmente.

Las pérdidas hidráulicas pueden deberse a las pérdidas por rozamiento del flujo (que según la ecuación de Darcy-Weissbach es proporcional al cuadrado del caudal), a pérdidas por choque, que producen que originan turbulencias que disipan la energía, y pérdidas de aprovechamiento de velocidad (si la velocidad de salida tiene cierta entidad y no se ha conseguido usar para generar trabajo en el eje) [2].

Las pérdidas volumétricas, o también llamadas intersticiales se deben a que el caudal de entrada y salida en la máquina no coincide con el que pasa por el rodete, ya que hay pérdidas de caudal en los intersticios de la máquina. Al no pasar por el rodete, es energía que no se aprovecha en el eje.

En cuanto las pérdidas mecánicas o exteriores son debidas a los rozamientos entre elementos mecánicos como el roce de los cojinetes con el eje.



3.6 Potencias

- Potencia teórica del flujo

Corresponde a un salto de altura H con un caudal Q que pasa por la turbina. Es la potencia que teóricamente absorbería la turbina.

$$P = \rho g Q H = \gamma Q H \quad (3.14)$$

Si se consideran las pérdidas volumétricas e hidráulicas tanto en el caudal como en la altura, tendremos la potencia real del flujo.

- Potencia útil

Es la potencia en el eje del generador de la turbina. M representa el momento mecánico y n el número de revoluciones del eje.

$$P_u = M\omega = \frac{2\pi}{60} nM = \frac{\pi}{30} nM \quad (3.15)$$

- Potencia de las pérdidas mecánicas

Es la potencia disipada por el rozamiento entre las partes mecánicas. Se representa con el símbolo P_{pm} .

- Potencia interna

Es la potencia suministrada por la turbina sin contar con las pérdidas mecánicas, por lo que es la suma de la potencia útil y la potencia de las pérdidas mecánicas.

$$P_i = P_u + P_{pm} \quad (3.16)$$

3.7 Rendimientos

Rendimiento manométrico

Relación entre la energía hidráulica utilizada por el rodete y la que se pone a disposición de la turbina.

$$\eta_{man} = \frac{H_{EULER}}{H_n} = \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{g H_n} \quad (3.17)$$



Siendo H_n la altura del salto.

Rendimiento Volumétrico

Debido a las pequeñas fugas intersticiales.

$$\eta_{vol} = \frac{Q - Q_{per}}{Q} \quad (3.18)$$

Rendimiento hidráulico

Combinación de los dos tipos de rendimientos vistos antes.

$$\eta_{hid} = \eta_{man} \cdot \eta_{Vol} \quad (3.19)$$

Rendimiento mecánico

Debido a la potencia al freno, es la relación entre la energía entregada en el eje de la turbina y la hidráulica absorbida por el rodete.

$$\eta_{mec} = \frac{H_{eje}}{H_{Euler}} \quad (3.20)$$

Rendimiento total de la turbina

Es la combinación de todos los anteriores.

$$\eta = \eta_{mec} \cdot \eta_{hid} = \eta_{mec} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{man} \quad (3.21)$$

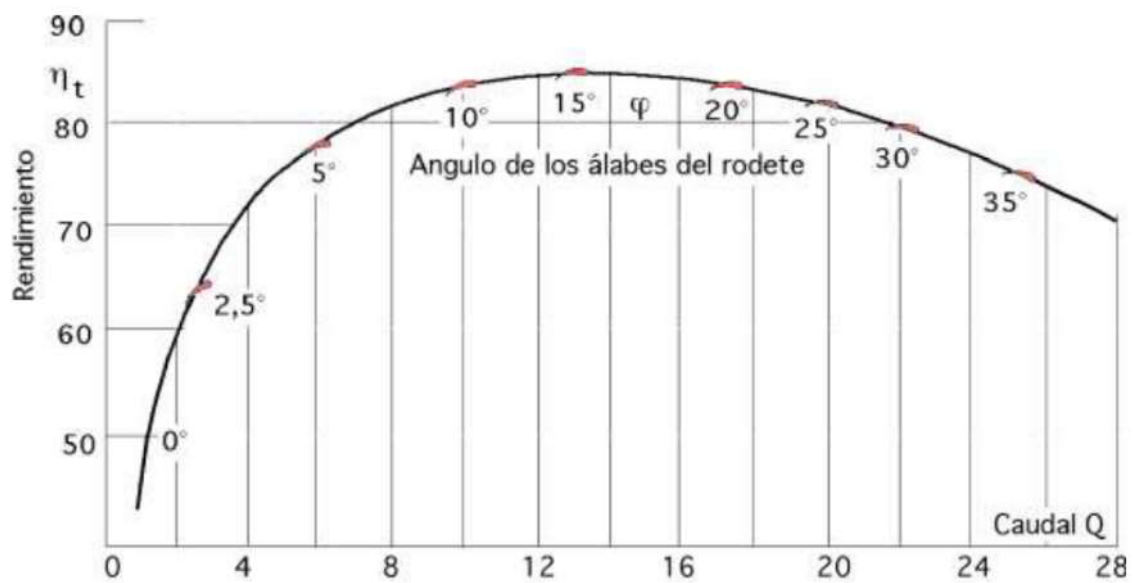


Figura 3.6: Rendimiento de una turbina Kaplan en función del caudal y el ángulo del rodete elegido para ese caudal [8]

4 Centrales Hidroeléctricas

En este apartado del trabajo se van a ver los principales tipos de centrales de obtención de energía eléctrica a partir de la energía hidráulica. También se verá la central elegida con los parámetros necesarios para el cálculo de la turbina.

Se van a ver 4 tipos de centrales hidráulicas que son: Fluyentes, con embalse, de acumulamiento por bombeo y mareomotrices.

4.1 Centrales de agua fluyente

No tienen embalse y se caracterizan por gran caudal y poco salto. Son centrales de llanura. Se instala la central en el río o en el cauce desviado por un dique de contención.

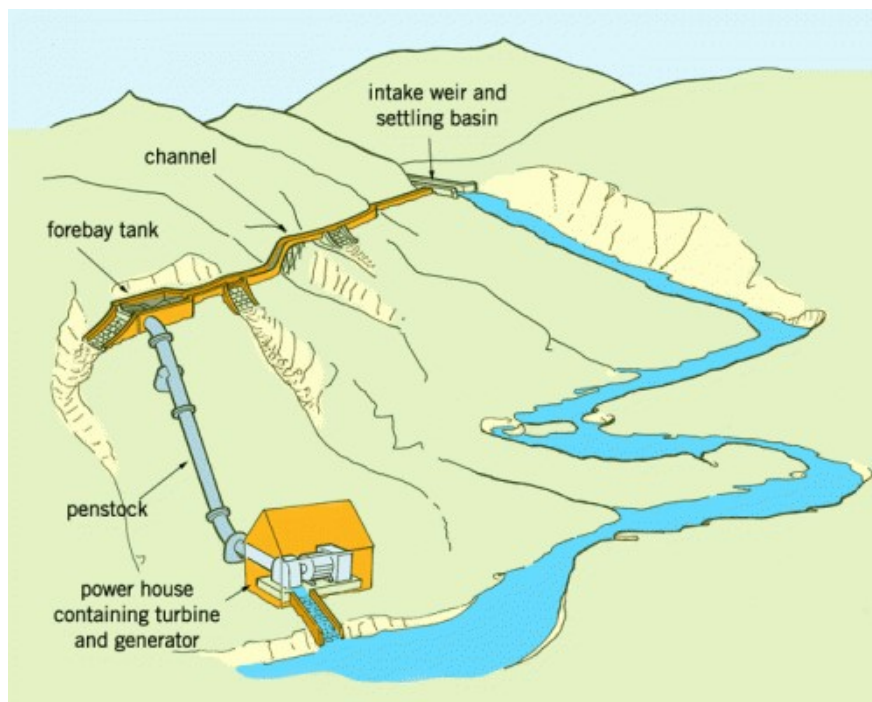


Figura 4.1: ejemplo de central de agua fluyente [9].

4.2 Centrales con embalse

Los embalses sirven para regular el caudal de los ríos en los que se construyen, además se utilizan para la generación de energía eléctrica debido a una mayor cota de agua al acumularse.

Las centrales pueden estar a pie de presa o ser de caudal desviado por un canal de alimentación y una tubería forzada a la central.

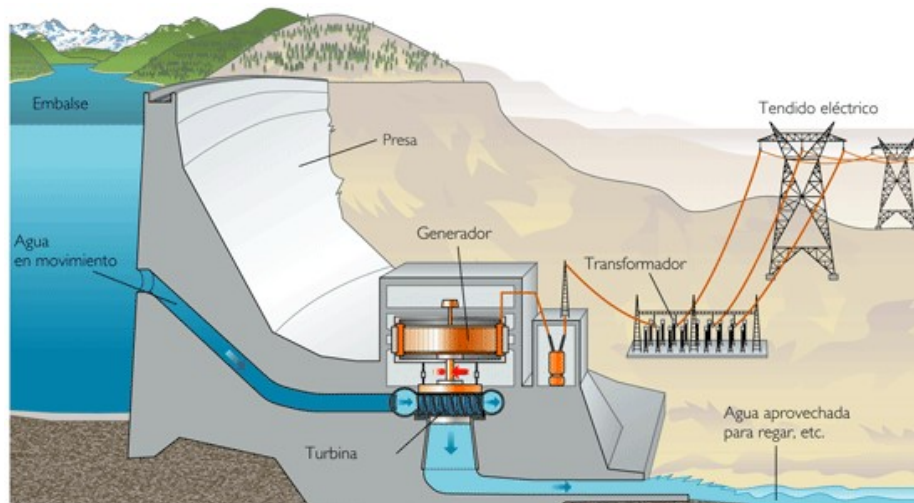


Figura 4.2: central de embalse a pie de presa [8].

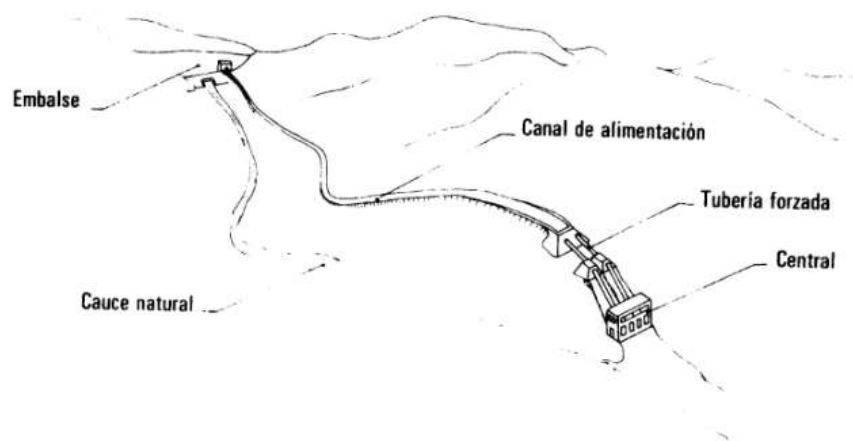


Figura 4.3: central de embalse de caudal desviado [3]

4.3 Central de almacenamiento por bombeo

Este tipo de centrales se usan para almacenar energía cuando no hay mucha demanda de electricidad en la red y ceder la energía cuando si la hay.

Se acumula el agua en un embalse superior. Esa agua cuando hay demanda de electricidad en la red se turбина a un embalse inferior, y cuando hay poca demanda de electricidad (las centrales térmicas y nucleares siguen produciendo igual (trabajan de continuo) y por tanto hay un excedente de energía que se almacena en estas centrales de bombeo) se bomba agua del embalse inferior al superior.

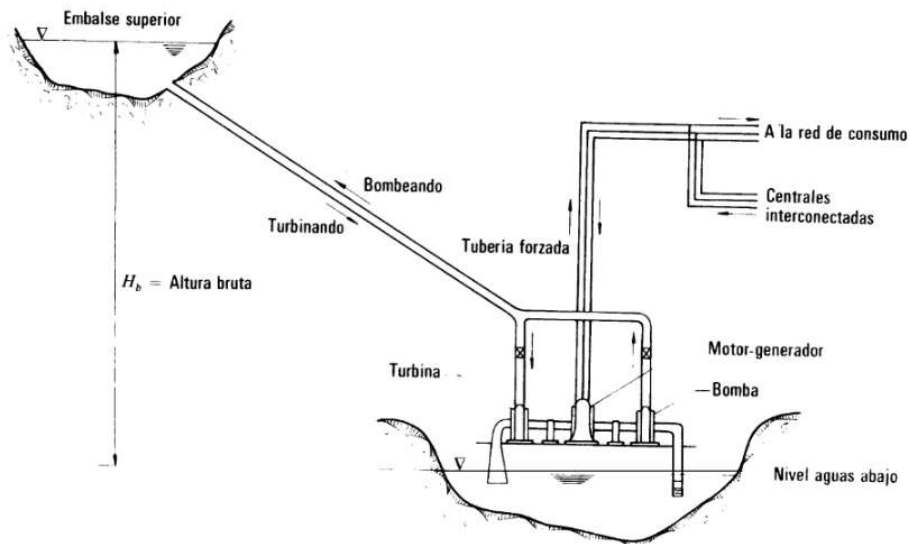


Figura 4.4: esquema de una central de bombeo [3]

4.4 Centrales mareomotrices

Este tipo de central es la que aprovecha la energía de las mareas, de las olas. Para esto se suelen usar Grupos bulbos, que son una disposición de fácil construcción de una turbina de hélices o Kaplan con el alternador acoplado en un bulbo, como se puede ver en la siguiente imagen.

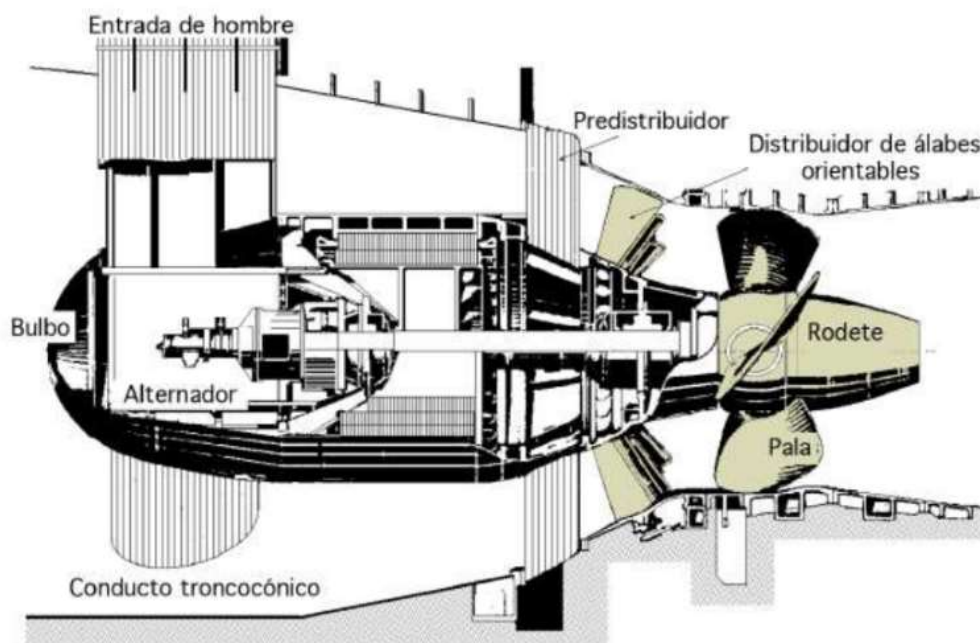


Figura 4.5: Grupo bulbo [8]

4.5 Central Hidroeléctrica Selga de Ordás

Se trata de una central a pie de presa del año 1999, es decir, de nueva construcción.

Es una central situada en la presa Selga de Ordás en la provincia de León. Situado en el cauce del río Luna.



Figura 4.6 Central Selga de Ordás.[19]

La presa es de gravedad, con una longitud de 232m y una altura de 14,4m sobre sus cimientos. Su función es hacer de contraembalse del embalse de Barrios de Luna, situado 19km aguas arriba, el abastecimiento de aguas de la ciudad de León y de riego de 45.000 hectáreas.

El embalse de Selga de Ordás está situado a 980 metros sobre el nivel del mar, en el término municipal de Santa María de Ordás y en las inmediaciones del pueblo de Selga de Ordás, de donde recibe el nombre, ambas en la provincia de León.



Figura 4.7 Situación del municipio de Santa María de Ordás. [21] y [18]



Figura 4.8 Situación de la central Selga de Ordás [21]

La confederación hidrográfica de Duero otorgó al IDEA la concesión de aprovechamiento a nivel hidroeléctrico del caudal desembalsado en esta presa en el año 1994, y en 1999 se produjo el acoplamiento del generador a la red eléctrica, empezando la explotación industrial de la central.

El caudal de la turbina está condicionado en cada instante al indicado por la confederación hidrográfica de Duero, vigilando la cota del nivel del embalse.

La toma se realiza en el estribo del margen derecho de la presa y no afecta a la acequia de La plata. Se ha instalado una tubería de by-pass derivada de la tubería de toma que desagua en el canal de restitución

Esta central tiene una turbina Kaplan de eje vertical de doble regulación de 450kW acoplada directamente a un generador síncrono de 450kW 380V. La producción estimada es de 2000MWh/año.



Figura 4.9 Central Selga de Ordás Alternador.[20]

El valor normal de funcionamiento, para el cual da los 450kW es un salto de 8,5 metros y un caudal de 6000 litros por segundo.



5 Dinámica de fluidos computacional

La dinámica de fluidos computacional tiene un papel muy importante en el trabajo, por lo que se explicará en que consiste, particularizando con el software que se va a usar. El software que se va a usar en el trabajo es ANSYS Fluent. Se verá que tipo de soluciones planteará para la resolución de las ecuaciones diferenciales que gobiernan el comportamiento de los fluidos.

Se usará durante el trabajo las siglas CFD (Computational Fluid Dynamics), que viene del inglés, para referirse a la dinámica de fluidos computacional.

Estas páginas están apoyadas en los apuntes del Profesor de la Universidad de Massachusetts David Apsley [11], quien publica sus apuntes sobre CFD en internet, el curso de e-learning de la universidad de Cornell sobre el uso del CFD con Fluent y el libro sobre dinámica de fluidos computacional de Versteeg & Malalasekera [12].

5.1 ¿Qué es el CFD?

El CFD es un método de resolución del comportamiento de fluidos de forma numérica apoyándose en la computación. Se trata de un método de análisis de sistemas que incluye el flujo, la transferencia de calor y otros fenómenos físicos y químicos de interacción entre fluidos o entre fluidos y sólidos. Se trata de un método con muchas posibilidades tanto en la industria como en la investigación que está en auge en la actualidad. Algunos ejemplos del uso del CFD son los siguientes:

- Aerodinámica en aviación y automoción.
- Hidrodinámica de embarcaciones.
- Plantas de producción de energía mediante procesos de combustión, motores y turbinas.
- Turbomáquinas (es el caso de este trabajo)
- Sistemas de refrigeración de dispositivos eléctricos y electrónicos
- Procesos químicos, como la mezcla y separación de sustancias.
- Ingeniería biomédica (flujo de la sangre en las arterias y venas, por ejemplo).

Como se puede ver las posibilidades de análisis de este método son muy grandes y con la evolución de la computación, tendrá una mejor disposición a la resolución de problemas.

El coste y valor de un experimento depende del número de puntos sobre los que se toman medidas. El CFD permite reducir el número de experimentos, y orienta estos para obtener buenos datos experimentales, aunque necesita del software y hardware adecuado, así como personal capaz de obtener las soluciones y mostrarlas con facilidad.

5.2 ¿Cómo funciona el CFD?

El CFD resuelve el sistema discretizando tanto en tiempo como espacialmente las ecuaciones diferenciales del mismo, las cuales se verán más adelante. Al discretizar se convierten las ecuaciones diferenciales en algebraicas, lo único que estas pueden y suelen ser no lineares, por lo que hay que linealizar esas ecuaciones para poder resolverlas.

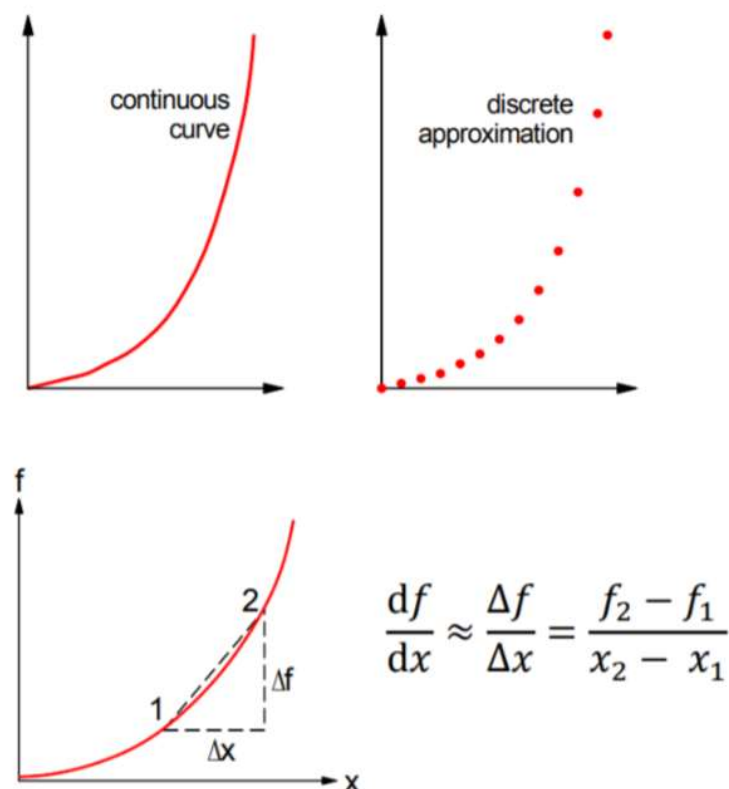
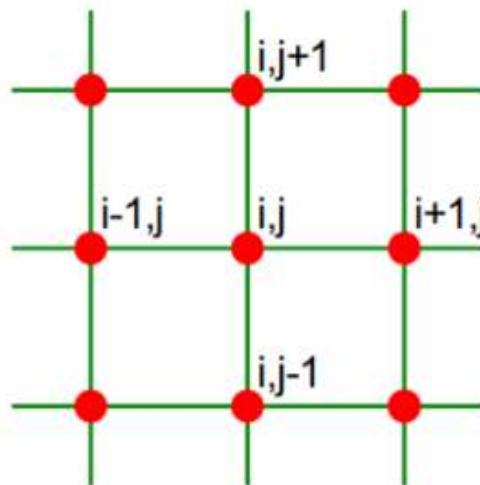


Figura 5.1 Discretización de funciones y diferenciación discreta [11]

Existen diferentes modos de resolver las ecuaciones diferenciales, se verán los siguientes: Método de las diferencias finitas, método de elementos finitos, métodos espectrales y método de volúmenes finitos.

5.2.1 Método de las diferencias finitas

Este método está basado en la discretización de las variables del flujo mediante funciones de Taylor, truncando en determinados términos de este, pudiendo coger más términos para mejorar aproximación de la discretización. Las derivadas que aparecen en las ecuaciones se reemplazan por diferencias finitas de las variables del flujo en los diferentes nodos. Este método necesita de una malla muy bien estructurada.



$$0 = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \approx \frac{u_{i+1,j} - u_{i-1,j}}{2\Delta x} + \frac{v_{i,j+1} - v_{i,j-1}}{2\Delta y}$$

Figura5.2 Mallas y ejemplo de diferencias finitas en ecuación de conservación de masas.[11]

5.2.2 Método de los elementos finitos

Este método expresa la solución como una suma ponderada de las funciones de forma. Usa para ello funciones simples a trozos (por ejemplo, lineales o cuadráticas) para describir las variaciones locales de las incógnitas. La solución exacta satisface la ecuación, pero se tienen que definir unos residuales con el valor tolerable en los mismos para dar por buena la solución obtenida. El método de los



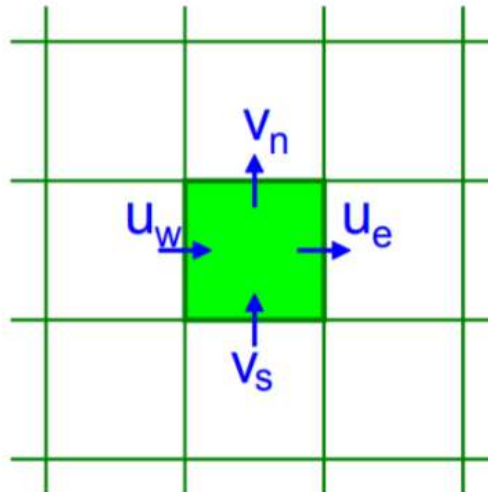
elementos finitos tiene una gran adaptabilidad para geometrías complejas y puede resolver distintos tipos de problemas. Este método se usa mucho para cálculo de estructuras que es para lo que se desarrolló principalmente.

5.2.3 Métodos espectrales

Estos métodos aproximan las incógnitas por medio de funciones truncadas de Fourier o polinomios de Chebyshev. Al contrario que el método de las diferencias finitas o el método de los elementos finitos, el acercamiento a las aproximaciones no se hace de forma local, si no validado para el conjunto del dominio de aplicación.

5.2.4 Método de los volúmenes finitos

Este método es el que usa Fluent y otros códigos de CFD como Phoenix Flow3d o Star-cd. El trabajo se centrará en este método al ser el método que se va a aplicar. Al principio se desarrolló como una formulación especial del método de las diferencias finitas. Consiste en aplicar la forma integral de las ecuaciones diferenciales en cada división de volumen, o volumen finito (se divide el volumen a analizar en pequeños volúmenes de control). Aplicando por tanto de una forma directa la conservación en cada volumen, y mediante el uso de residuales comprobando que la solución se aproxime a la exacta resolviendo iteradamente las ecuaciones. La discretización por tanto se hace directamente sobre el dominio del problema, lo que es una gran ventaja frente a otros métodos. La iteración viene porque la mayoría de los procesos físicos son complejos de resolver al ser no lineales, por lo que hay que linealizar estas ecuaciones para resolver el problema.



$$0 = \text{net mass outflow} = (\rho u A)_e - (\rho u A)_w + (\rho v A)_n - (\rho v A)_s$$

Figura 5.3 Ejemplo de aplicación de la ecuación de conservación de masa en volúmenes finitos.[11]

Aunque ahora se verá como los softwares de CFD trabajan se puede resumir la aplicación de los volúmenes finitos en los siguientes pasos:

1. Definición de la geometría por la que circula el fluido.
2. Creación de la malla, dividiendo el dominio en volúmenes finitos de control.
3. Discretización de las ecuaciones aproximando los valores en los nodos para formar las ecuaciones algebraicas.
4. Resolución del sistema de ecuaciones algebraicas iterando mediante métodos numéricos.

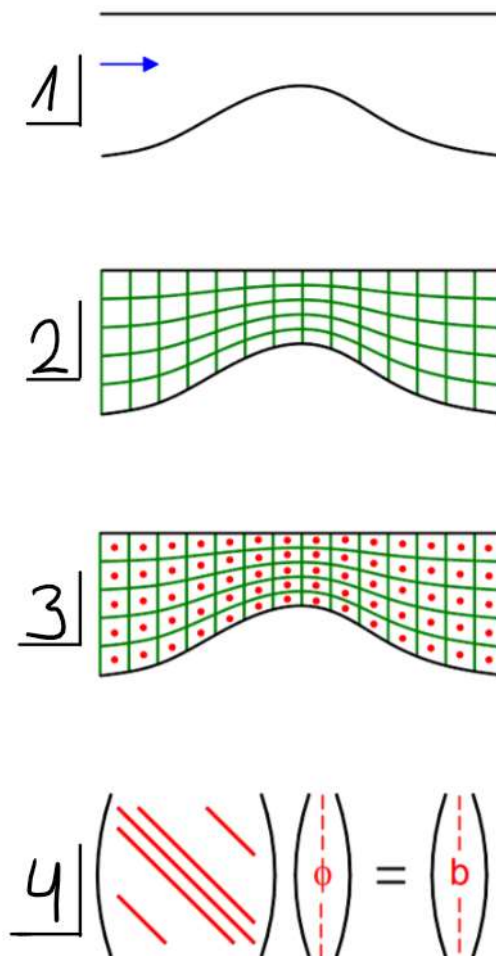


Figura 5.4 Pasos en el método de los volúmenes finitos. [11]

5.3 Estructura de los códigos de CFD

Los códigos de CFD están estructurados en torno a algoritmos matemáticos que son los que resuelven el problema. Como la mayoría de los códigos comerciales y en particular el que se va a usar (Ansys Fluent) en el trabajo opera con el método de los volúmenes finitos será para el que se particulariza todo a partir de este punto. Los elementos principales de los códigos comerciales, como el que vamos a usar son los siguientes: preprocesador, solver o resolvidor, y postprocesador.

5.3.1 Preprocesador

Consiste en la entrada de los valores necesarios para resolver el problema. Los preprocesadores usan normalmente interfaces fáciles de usar para la recolección de estos datos y ponerlos a disposición del solver que es la pieza fundamental del programa. El preprocesador engloba las siguientes tareas:



- Definición de la geometría del dominio sobre el que se va a operar.
- Mallado o división de la geometría en volúmenes finitos o volúmenes de control.
- Selección de los fenómenos físicos y químicos que se van a analizar.
- Definición de las propiedades del fluido.
- Especificación de las condiciones de contorno de las celdas para que coincida con las del problema a resolver.

La solución en un problema de flujo de un fluido (velocidad, presión temperatura,...) está en cada nodo en el interior de cada celda o volumen finito. La exactitud del método depende del número de celdas siendo más exacto cuanto mayor número de celdas, siendo estas más pequeñas. Aunque se puede dar el caso que el error en la discretización y el error en la linealización de las ecuaciones aumente según las condiciones que se tengan. También se debe tener en cuenta el hardware y software que se tengan a la hora de aumentar el número de celdas. Para optimizar el problema y su resolución se suelen emplear más celdas donde las variaciones en las variables son mayores y viceversa.

5.3.2 Solver

El Solver es la parte principal del software, y como se ha visto puede utilizar diferentes métodos para discretizar, y resolver los problemas. Por lo tanto, se puede enumerar las principales funciones del Solver:

- Aproximación de las variables del flujo mediante diferentes funciones (dependiendo el método).
- Discretización sustituyendo las aproximaciones en las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del sistema, manipulando matemáticamente sobre dichas ecuaciones para obtener la solución de forma óptima (ejemplo de linealización).
- Solución de las ecuaciones algebraicas resultantes.

5.3.3 Postprocesador

Es el apartado del programa que, a partir de las soluciones de los problemas obtenidos con el Solver, presenta los datos para poder analizarlos y transmitirlos con mayor facilidad. Estos postprocesadores suelen incluir muchas opciones como por ejemplo las siguientes:



- Representación de todo el dominio y el mallado.
- Representación de los vectores de resultados.
- Representación de líneas de flujo y contorno.
- Seguimiento de partículas.
- Manipulación de vistas.
- Gráficas con los resultados.

5.4 Resolución de problemas con CFD

Para resolver el problema hay que tener cuidado y ser consciente que la solución nunca podrá ser mejor de lo que lo es el modelo físico analítico en el que se basa, debido a errores en el trato matemático y el conocimiento de ese modelo físico por el operador del programa CFD.

Es importante entonces, antes de empezar a resolver el problema con CFD, la identificación del tipo de problema que se tiene y los comportamientos físicos (y químicos) que necesitan ser considerados. Esto incluye las aproximaciones que se pueden hacer al despreciar ciertos efectos o elegir modelos de turbulencia en la resolución del problema. En todos los problemas se van a tener que asumir aspectos del problema para permitir reducir la complejidad de este, por lo que el operador de CFD deberá tener en cuenta todas estas suposiciones y aproximaciones que se han hecho.

Es necesario entender los algoritmos de resolución numérica. Para ello se necesita conocer los siguientes conceptos.

Consistencia de los sistemas de ecuaciones algebraicas demostrándose que son iguales a las ecuaciones originales que gobiernan el comportamiento del sistema según el mallado se va haciendo más pequeño (cada elemento) y tienda a cero.

Estabilidad está asociada con la fluctuación de errores mientras se ejecuta el método. Estas fluctuaciones pueden llevar a que se produzca divergencia.

Convergencia es la propiedad del método numérico de producir una solución que se acerque a la solución exacta según el tamaño de las celdas tienda a cero. La convergencia es muy difícil de establecer teóricamente ya que, si el sistema es lineal, es suficiente con que exista estabilidad y el método sea consistente para que se produzca convergencia en la solución. Pero como se verá más adelante y como se ha comentado previamente algunas ecuaciones son no lineales por lo



que para que haya convergencia es condición necesaria la consistencia y la estabilidad, pero no es condición suficiente.

5.5 Ecuaciones de la dinámica de fluidos computacional

La dinámica de fluidos se rige por las ecuaciones de conservación de masa, de momento, de energía y alguna ecuación adicional en el caso de fluidos no homogéneos. Hay dos formas de representar las ecuaciones, de forma integral y de forma diferencial, pero son las mismas ecuaciones en diferente forma. En el caso del método de los volúmenes finitos, se usa la forma integral para cada celda o volumen finito. Si se trabajan con volúmenes de control fijo, las ecuaciones se verán en su forma conservativa (especificación euleriana), si por el contrario los volúmenes finitos cambian y se mueven con el movimiento del fluido se verán en su forma no conservativa (especificación lagrangiana). Para el caso no conservativo la obtención de las ecuaciones es más trabajoso y por eso no se mostrará en el trabajo. [5]

Las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de los fluidos, su flujo y transferencia de calor son tres:

- Ecuación de conservación de masa
- Ecuación de la cantidad de movimiento
- Ecuación de energía

Para la obtención de estas ecuaciones el fluido será considerado un medio continuo, ya que el análisis del fluido es a nivel macroscópico, por lo tanto, se ignorará el movimiento y a estructura molecular. Las propiedades del comportamiento del fluido serán velocidad, presión, densidad y temperatura, así como las derivadas de estas en espacio y tiempo. Una partícula de fluido será aquella mínima unidad en el fluido para las cuales dichas propiedades macroscópicas no están influenciadas por el comportamiento de las moléculas.

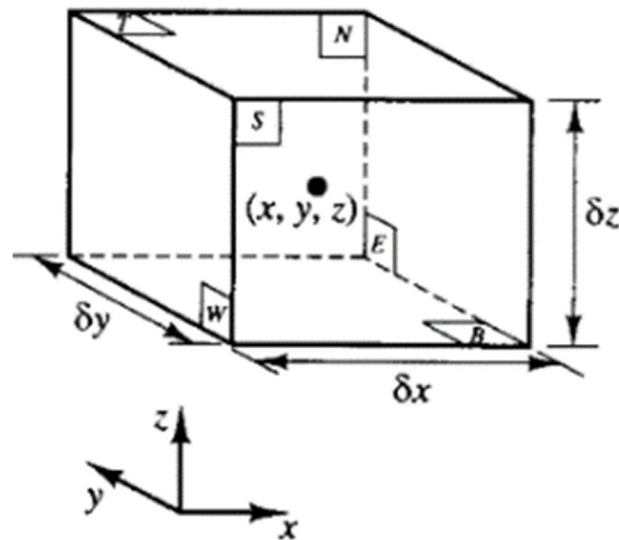


Figura 5.5 Elemento de fluido para las leyes de conservación que gobiernan el comportamiento de este [12]

Para la obtención de estas ecuaciones al considerar un elemento de dimensiones infinitesimales para las aproximaciones será suficiente con los dos primeros términos del desarrollo de Taylor.

En estos apartados se usará además la siguiente notación:

- Velocidad del fluido $\vec{u}(u, v, w)$ en las direcciones cartesianas x, y, z
- Densidad ρ
- Viscosidad μ
- Temperatura T

5.5.1 Ecuación de conservación de masa

Para obtener esta primera ecuación de conservación de masa, se analiza la masa que entra y sale del elemento diferencial mostrado anteriormente.

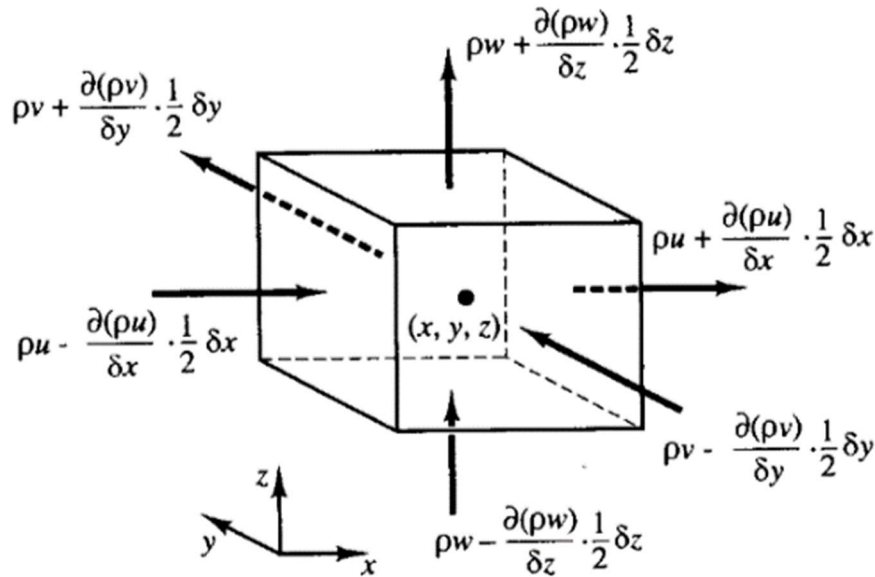


Figura 5.6 Análisis masico en elemento diferencial volumétrico [12]

Hay que tener en cuenta también lo que se varía la masa en el elemento con el tiempo. Por lo tanto, se restará la masa que entra en el elemento a la masa que sale del mismo y esto será igual a la variación de la masa en el elemento.

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} \delta x \delta y \delta z + \frac{\partial \rho v}{\partial y} \delta y \delta x \delta z + \frac{\partial \rho w}{\partial z} \delta z \delta y \delta x = - \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \delta y \delta z \quad (5.1)$$

Simplificamos el diferencial de volumen que queda en todos los términos.

$$\frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (5.2)$$

Se puede poner de una forma matemáticamente más compacta.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (5.3)$$

En el caso que se trata el trabajo al ser la velocidad del fluido baja y ser esta agua, la densidad del fluido se tomará como constante, por lo tanto, se puede simplificar la ecuación del siguiente modo.

$$\text{div}(\vec{u}) = 0 \quad \text{o de otra forma} \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5.4)$$

5.5.2 Ecuación de la cantidad de movimiento

Para obtener esta ecuación lo primero que se hace es analizar las fuerzas sobre el elemento diferencial y obtener el sumatorio de fuerzas en cada dirección.

Por eso se muestra en la siguiente figura las direcciones y sentidos de las tensiones en elemento diferencial, que deben tenerse en cuenta para la obtención de la ecuación.

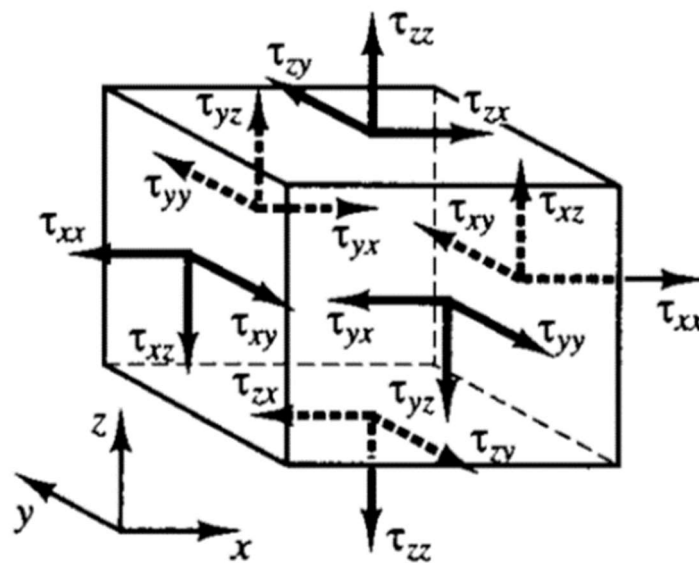


Figura 5.7 direcciones de las tensiones en el elemento diferencial. [12]

Se analizará para la dirección x siendo el desarrollo análogo en y y en z . por lo tanto las fuerzas en esa dirección se muestran en la siguiente figura.

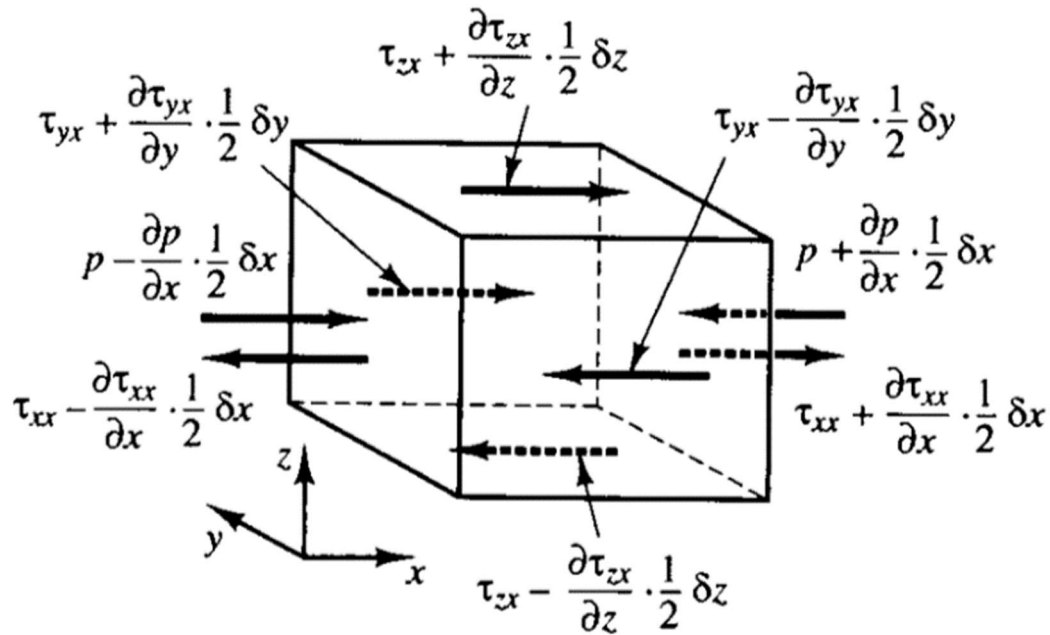


Figura 5.8 Fuerzas en la dirección x sobre el elemento diferencial. [12]

Entonces, el sumatorio de fuerzas queda así:

$$\Sigma F_x = \delta_x \delta_y \delta_z \left(-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \right) \quad (5.5)$$

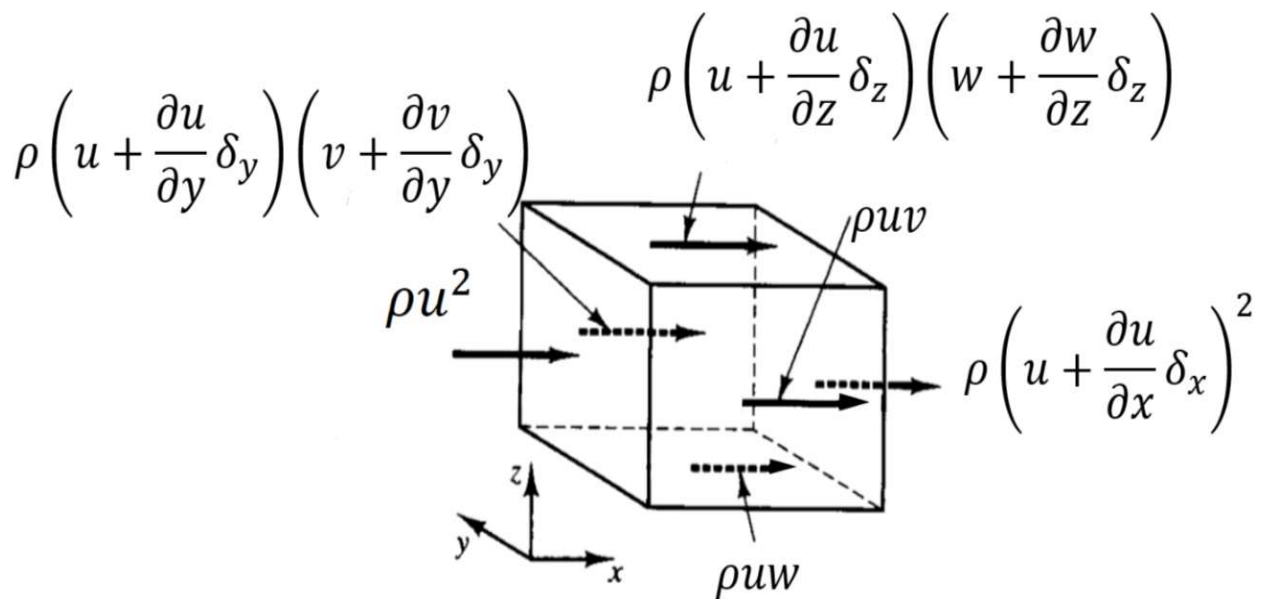


Figura 5.8 Cantidad de movimiento en las caras del elemento diferencial.



Teniendo en cuenta la variación temporal de la cantidad de movimiento la variación de la cantidad de movimiento es la siguiente.

$$\Delta C_{mov} = \rho \delta V \left(2u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} + u \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{du}{\partial t} \right) \quad (5.6)$$

Aplicando la ecuación de continuidad de conservación de masa queda:

$$\Delta C_{mov} = \rho \delta V \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (5.7)$$

Para acabar se aplica la segunda ley de newton, el sumatorio de las fuerzas es igual a la variación de la cantidad de movimiento, en la dirección x. Los diferenciales de volumen se anulan y queda la siguiente expresión.

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad (5.8)$$

Esa es la ecuación de la cantidad de movimiento con densidad constante. Como el fluido que tenemos es viscoso y newtoniano entonces teniendo en cuenta que:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad [11] \quad (5.9)$$

La ecuación de momentos para un fluido viscoso se llama ecuación de Navier-Stokes.

Por lo que teniendo en cuenta fuerzas de algún otro tipo (f), si es que las hubiera, la ecuación de la cantidad de movimiento es:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 u + f_i \quad (5.10)$$

También se podía tener en cuenta que el cambio de las propiedades de una función que depende de la posición de la partícula x,y,z y del tiempo t se puede expresar de la siguiente forma.

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial \phi}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial \phi}{\partial z} \frac{dz}{dt} = \frac{\partial \phi}{\partial t} + u \text{ grad } \phi \quad (5.11)$$



Como se puede ver es justo lo que se tiene al primer lado de la igualdad de la ecuación de cantidad de movimiento o Navier-Stokes, así que se puede poner de forma más compacta en x, y, z .

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 u + f_i \quad (5.12)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \nabla^2 v + f_j \quad (5.13)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \nabla^2 w + f_k \quad (5.14)$$

5.5.3 Ecuación de la energía.

No se demostrará la obtención de esta ecuación debido a que en el caso a analizar se despreciarán los efectos de la temperatura y la transferencia de calor, cuyo comportamiento viene definido por esta ecuación, debido a que no son efectos relevantes en el funcionamiento de la turbomáquina. Se puede entonces no resolver estas ecuaciones, ahorrando tiempo y complejidad de computación para resolver las ecuaciones y obtener estos resultados.

De todas formas, debido a la gran importancia de esta ecuación en los solvers de dinámica de fluidos computacional está indicada en este apartado.

Para llegar a esta ecuación hay que tener en cuenta el primer principio de la termodinámica, es decir el trabajo realizado más la cantidad de calor añadido debe ser igual a la cantidad de energía intercambiada en cada partícula.

La ecuación de la energía en función de la temperatura es la siguiente:

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C_p T u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \phi + S_E \quad (5.15)$$



5.6 Adimensionalización y semejanza física

Mediante el análisis dimensional se pueden resolver problemas sin trabajar con las magnitudes físicas reales, sino con agrupaciones adimensionales que permiten asemejar unos problemas a otros.

El análisis dimensional sirve entonces para adimensionalizar las ecuaciones, dejando la ecuación indicada en base a términos variables sin dimensión como los vistos en la figura 5.9.

Según el Teorema de Buckingham, si en un problema intervienen n magnitudes físicas, de las cuales m son fundamentales, el número de agrupaciones adimensionales resultante será de $n-m$. Mediante este teorema se pueden obtener los números adimensionales óptimos para su utilización en el problema.

Los principales números adimensionales son:

Número adimensional	Símbolo y definición	Significado físico	Observaciones
Strouhal	$St = \frac{L_o}{V_o t_o}$	$\frac{\text{Tiempo de residencia}}{\text{Tiempo característico}}$	$St \ll 1$: Movimiento casi-estacionario
Reynolds	$Re = \frac{\rho_o V_o L_o}{\mu_o}$	$\frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}}$	$Re \gg 1$: Movimiento ideal $Re \ll 1$: Movimiento <i>reptante</i> Caracteriza transición a la turbulencia
Mach	$M = \frac{V_o}{a_o}$	$\frac{\text{Velocidad característica}}{\text{Velocidad del sonido}}$	$M^2 \ll 1$: Movimiento incompresible
Froude	$Fr = \frac{V_o^2}{g_o L_o}$	$\frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas gravitatorias}}$	$Fr \gg 1$: Fuerzas gravitatorias despreciables
Prandtl	$Pr = \frac{\nu_o}{\alpha_o}$	$\frac{\text{Difusión viscosa (fricción)}}{\text{Conducción de calor}}$	Gases y líquidos comunes: $Pr = O(1)$ Metales líquidos: $Pr \ll 1$ Aceites, glicerina, ... : $Pr \gg 1$
Peclet	$Pe = Re Pr$	$\frac{\text{Convección energía interna}}{\text{Conducción de calor}}$	$Pe \gg 1$: Conducción de calor despreciable

Figura 5.9 Principales números adimensionales de la mecánica de fluidos [13]

Las ventajas más destacadas del análisis adimensional son las siguientes:

- Permite saber cuándo se puede o no simplificar alguna variable dependiendo de si es relevante o no, es decir si puede ser despreciable.
- Permite resolver de igual forma los problemas dinámicamente semejantes. Los problemas dinámicamente semejantes son aquellos que son

semejantes geométricamente y además las fuerzas que actúan en puntos homólogos de ambos casos sean semejantes (ya que debido a estas ser dará la configuración del flujo), es decir que los números adimensionales sean iguales en ambos modelos.

- Permite una visualización más rápida y compacta de los resultados.
- El orden de magnitud de las variables tiende a ser de un orden de magnitud similar, lo que hace que la precisión numérica en la resolución sea mejor.

5.7 Aproximaciones y simplificaciones

Las ecuaciones que gobiernan el sistema son tres, como se ha visto, la ecuación de masa de cantidad de movimiento y de energía. En términos generales las tres son no estacionarias, tridimensionales, de fluidos compresibles, con término viscoso están acopladas y no son lineales. De todas formas, se pueden simplificar en muchos casos, a parte de las simplificaciones ya tomadas en la obtención de dichas ecuaciones.

5.7.1 Flujo estacionario o no estacionario.

La mayoría de los flujos, el caso general, dependen del tiempo. Otros flujos tienen condiciones de contorno estacionarias, pero se producen inestabilidades, que dependiendo del número de Reynolds se convertirán o no en turbulencia. Por esta condición de turbulencia, la mayoría de los casos se consideran no estacionarios.

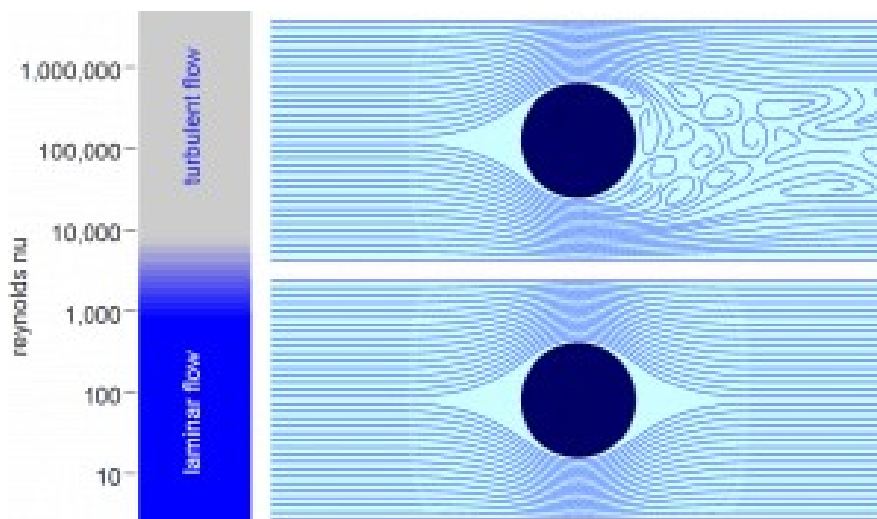


Figura 5.10 influencia del número de Reynold en la turbulencia debido a inestabilidades. [14]



5.7.2 Flujo bidimensional o tridimensional

La geometría y las condiciones de contorno mostrarán si el problema es bidimensional o tridimensional dependiendo de las distintas simetrías que se den en dicho problema.

Para que un problema sea bidimensional tiene que ser axisimétrico, y aunque así lo sea las inestabilidades del problema pueden llevar a que el flujo sea tridimensional.

Computacionalmente es bastante más fácil resolver el caso bidireccional al reducirse bastante el número de incógnitas.

El rodete de la turbina Kaplan será claramente tridimensional, aunque debido a la simetría se podrá analizar solo una porción de este que es la que equivale a cada álabe.

5.7.3 Flujo compresible o incompresible

Se dice que un flujo es incompresible si variaciones en la presión o a temperatura no causan cambios significativos en la densidad del fluido. La compresibilidad suele ser importante con velocidades del flujo altas o con un intercambio grande de calor.

Los líquidos son tratados normalmente como fluidos incompresibles, así como los gases a velocidades bastante menores a la velocidad del sonido. El flujo en este trabajo se considerará como ya se ha avanzado anteriormente incompresible, debido a que el fluido a analizar es agua.

Las diferencias en el CFD entre flujo compresible o incompresible llevan a como se determina la presión y a si hay que resolver la ecuación de energía por separado o no. Si el flujo fuese compresible se trabajaría en el método basado en la densidad para la resolución, como no es así, se utilizará el método basado en la presión dentro del programa de Ansys.

Como se ha visto en la obtención de las ecuaciones que el fluido sea incompresible permite sacar como constante el valor de la densidad de las derivadas y resultando 0 si lo que se deriva es la densidad, simplificando dichas ecuaciones.

5.7.4 Flujo viscoso o no viscoso.

Si la viscosidad se puede despreciar las ecuaciones de Navier-Stokes quedaría de la siguiente forma:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + f_i \quad (5.16)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial y} + f_j \quad (5.17)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial z} + f_k \quad (5.18)$$

Estas ecuaciones reciben el nombre de ecuaciones de Euler.

El orden de las ecuaciones de Navier-Stokes al convertirse en las ecuaciones de Euler pasa de 2 a 1, así que será necesario una condición de contorno menos, siendo más sencillo. Esto se puede hacer en casos ideales, pero para los reales no es recomendable prescindir de la fuerza viscosa, ni sus efectos en la ecuación de la energía tampoco en el término ϕ .

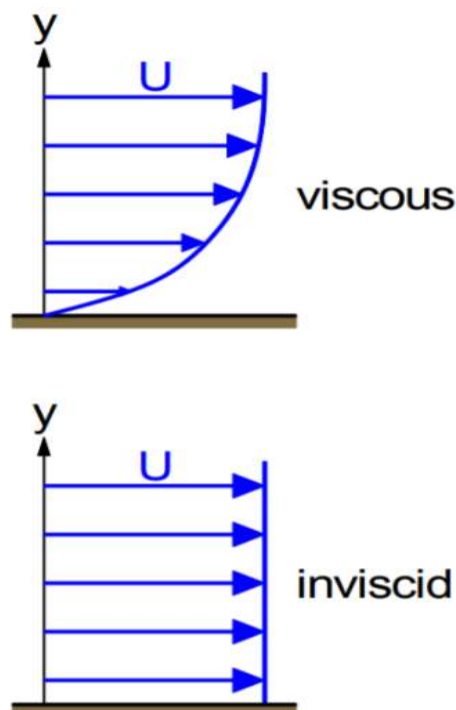


Figura 5.11 Flujos viscoso y no viscoso(ideal) [11].

5.7.5 Fluido radiactivo no participante

Se puede tomar esta consideración cuando el fluido de trabajo no emite, absorbe o dispersa la radiación térmica, es decir el término S_E es igual a cero. Esta hipótesis es una simplificación para un fluido a temperaturas bajas, cumpliéndose realmente solo para un medio en vacío.[4]

5.7.6 Flujo hidrostático o no hidrostático

La ecuación de la componente vertical de cantidad de movimiento es la siguiente:

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \nabla^2 w - \rho g \quad (5.19)$$

Para casos de escalas grande en plano horizontal, la aceleración será mucho menor que g y además las fuerzas viscosas serian pequeñas por lo que se desprecian ambos términos.

$$\frac{\partial p}{\partial z} \approx -\rho g \quad (5.20)$$

Con esta aproximación y considerando la densidad constante, se integra para hallar la presión en cada punto.

$$p = p_{atm} + \rho g(h - z) \quad \text{siendo} \quad h = h(x, y) \quad (5.21)$$

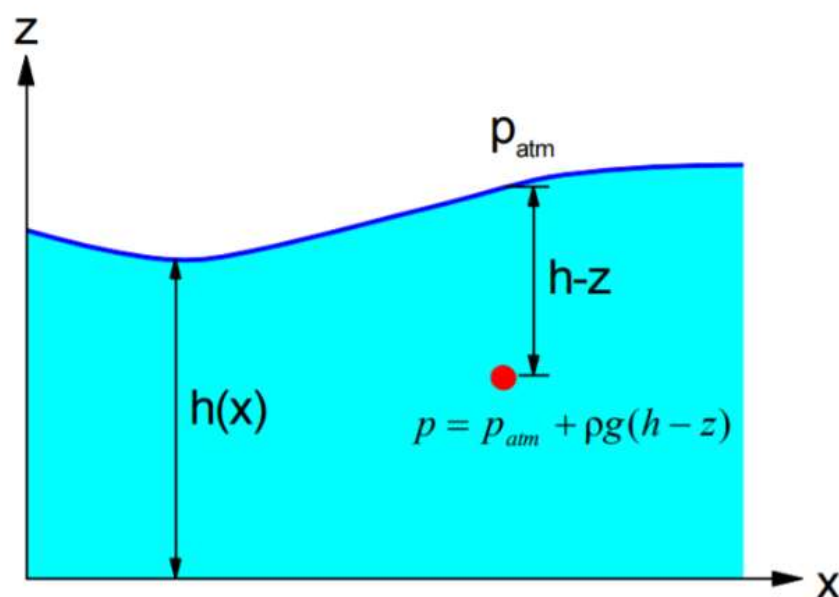




Figura 5.12 Presión en función de la cota del fluido [11].

Esto resulta en un ahorro muy grande de tiempo, ya que se puede determinar el campo de presiones sin necesidad de resolver una ecuación de presión aparte. Sin embargo, el caso a tratar no se considera hidrostático, ni se puede aproximar a tal escenario debido a las fuerzas que se dan en las partículas de los fluidos y da variación de cantidad de movimiento.

5.7.7 Aproximación de Boussinesq

Debido a la salinidad, la temperatura y diferentes magnitudes la densidad puede variar. Los cambios en la densidad pueden ser significativos, aunque a nivel local la fracción de cambio sea pequeña.

En flujos inducidos por convección natural se supone la densidad constante menos para el término gravitatorio en la componente z de la ecuación de la cantidad de movimiento.

Si suponemos la densidad en función de un escalar como la temperatura, se puede expresar de la siguiente manera:

$$\rho = \rho_0[1 - \alpha(T - T_0)] \quad (5.22)$$

La aproximación de Boussinesq consiste en considerar variaciones entonces en la densidad del término de gravedad, pero ignorarlas en el término de la inercia. También se considera en el término de presión el efecto sobre la presión por la gravedad con la densidad de referencia.

$$\rho_0 \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P^*}{\partial z} + \mu \nabla^2 u - (\rho - \rho_0)g \quad \text{siendo} \quad P^* = P + \rho_0 gz \quad (5.23)$$

Se sustituye la densidad del término gravitatorio por la función de la temperatura mostrada antes.

$$\rho_0 \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P^*}{\partial z} + \mu \nabla^2 u + \rho_0 \alpha (T - T_0)g \quad (5.24)$$

Esta sustitución será válida si las variaciones de densidad no son demasiado altas ($\frac{\Delta \rho}{\rho_0} \ll 1$).



Esta hipótesis será válida entonces si el fluido es incompresible, siendo la diferencia de temperatura muy baja. Gray et. Al (1976) "determino que la aproximación de Boussinesq es válida cuando se utiliza el agua como fluido de trabajo hasta un $Ra = 10^{17}$ ".

5.8 Turbulencia

Todos los flujos se vuelven inestables cuando el número de Reynolds aumenta. A números de Reynolds bajos el flujo es laminar, pero cuando este número adimensional aumenta hasta valores altos, se observa entonces que los flujos se vuelven turbulentos.

En régimen laminar, en casos simples, las ecuaciones de continuidad y Navier-Stokes definen perfectamente el comportamiento del fluido y pueden llegar a resolverse analíticamente. Según aumenta la complejidad del problema es necesario usar técnicas de CFD como los volúmenes finitos para resolver el problema.

Gran parte por no decir la mayoría de los flujos que se dan en ingeniería son turbulentos, por lo que la comprensión del régimen turbulento no es solo de interés teórico, también es de interés práctico. Por todo ello es necesario definir modelos de turbulencia para definir sus efectos y comportamientos.

5.8.1 ¿Qué es la turbulencia?

Se trata de un estado de movimiento caótico y aleatorio en el que la velocidad y la presión cambia de manera continua en el tiempo en determinadas regiones del flujo.

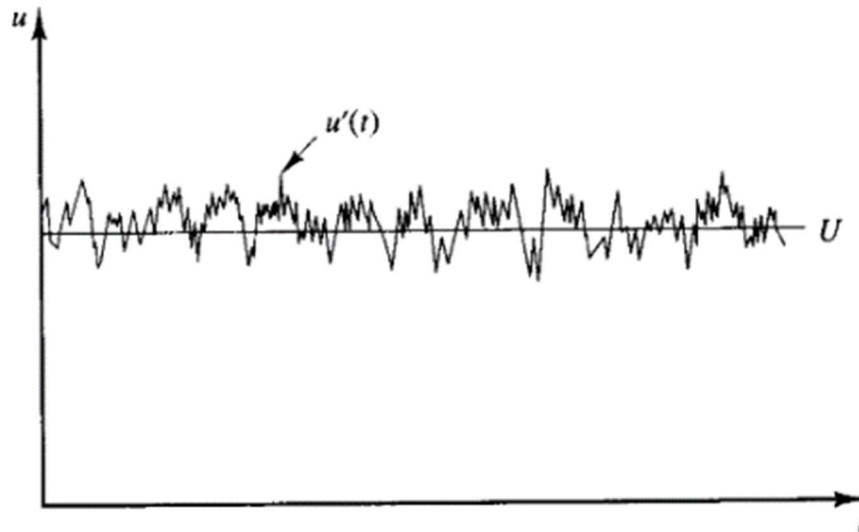


Figura 5.13 Variación de la velocidad respecto a un valor fijo en régimen turbulento en un punto.[12]

El número de Reynolds da una idea de la importancia relativa de las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. En experimentos sobre sistemas fluidos se ha observado que en valores inferiores a lo que se ha llamado como Reynolds crítico el flujo se comporta en régimen laminar. Este régimen laminar es estacionario. A partir de ese valor de Reynolds crítico diferentes eventos toman lugar y llevan a un cambio radical del comportamiento del fluido. En la fase final de estos cambios el flujo es caótico y aleatorio.

5.8.2 Transferencia de cantidad de movimiento

En régimen laminar las líneas de flujo deslizan unas sobre otras, moviéndose a diferentes velocidades debido a las tensiones viscosas.



Figura 5.14 Distribución de velocidades en un conducto en régimen laminar [11].

En régimen turbulento las líneas de flujo se cortan entre ellas. Se produce una mezcla del fluido de las partículas con diferentes velocidades, por lo que la transferencia de cantidad de movimiento neta es mayor que la realizada con las fuerzas viscosas en régimen laminar. Esto lleva a una distribución de velocidades más equilibrada.

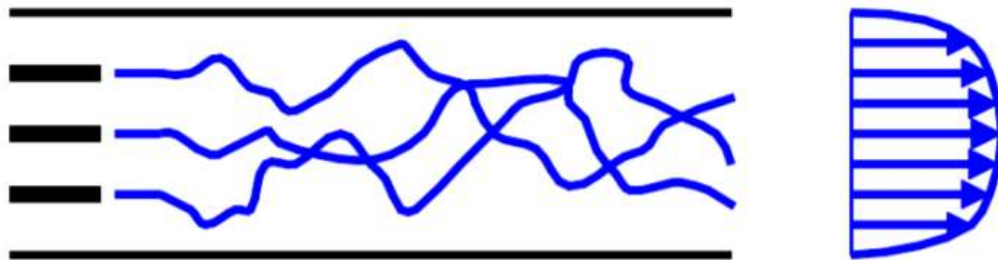


Figura 5.15 Distribución de velocidades en un conducto en régimen turbulento [11].

5.8.3 Características de la turbulencia

- Naturaleza fluctuante tridimensional. Como ya se ha comentado tanto la presión como la velocidad presentan fluctuaciones tridimensionales en torno a unos valores medios.
- Remolinos. Las capas del fluido forman vórtices o remolinos de una amplia distribución de tamaños, desde el nivel del contenedor a el nivel de disipación viscosa.
- Capacidad de mantenerse. Un flujo turbulento se mantiene debido a que los vórtices más grandes crean vórtices más pequeños.
- Mezclado. La difusión de calor masa y cantidad de movimiento se realizan de forma más efectiva.
- Disipación. La ruptura sucesiva de vórtices hacia otros más pequeños lleva a la generación de vórtices de tamaño tan pequeño que no se puede vencer la disipación viscosa. Entonces si no se aporta energía el flujo turbulento decaerá progresivamente.
- Medio continuo. La turbulencia está gobernada por las ecuaciones de masa y Navier-Stokes por un medio continuo. Sin embargo, al tratarse de



soluciones aleatorias e irregulares, lo que imposibilita la resolución analítica.

5.8.4 Modelos de turbulencia

La simulación de los flujos turbulentos es de gran complejidad. Se muestran ahora los principales métodos existentes en la literatura según el siguiente esquema, se irán analizando los más importantes en los siguientes apartados.

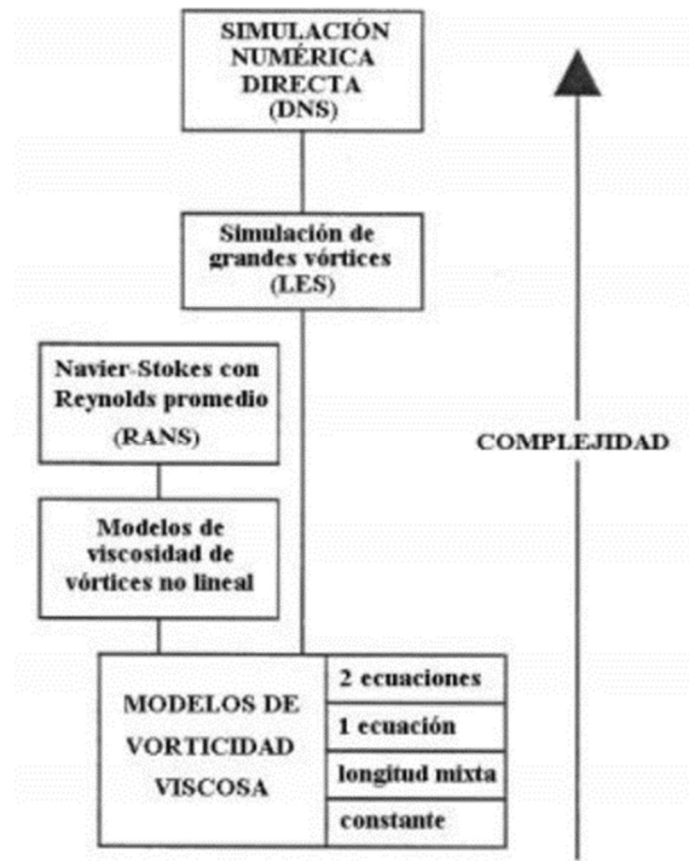


Figura 5.16 Clasificación de los distintos modelos de turbulencia en función de su complejidad [15]

5.8.5 Simulación numérica directa

Simulación numérica directa o DNS (Direct Numerical Solution) consiste en obtener directamente las soluciones de las ecuaciones Navier-Stokes. A altos números de Reynolds este método (no es tanto un modelo sino un método de resolución directa) es bastante costoso de resolver computacionalmente. Con los avances en computación y el uso de supercomputadores se han ido manejando con este método diferentes flujos con diferentes números de Reynolds, lo que ha permitido una mayor comprensión del fenómeno de turbulencia.



5.8.6 Simulación de grandes vórtices (LES)

Este modelo se basa en resolver las ecuaciones de Navier-Stokes para grandes escalas, pero hasta cierto tamaño de turbulencias, y cuando este tamaño de turbulencias sea menor se toma la hipótesis de turbulencia homogénea. La turbulencia homogénea consiste entonces en suponer que todas las turbulencias tienen la misma forma, facilitando la resolución. Como estos modelos funcionan muy bien su uso está muy extendido.

Al usar la hipótesis de turbulencia homogénea, la complejidad respecto a la simulación numérica directa disminuye, no resolviendo para todo el dominio directamente las ecuaciones de Navier-Stokes.

5.8.7 Navier Stokes con Reynolds promedio

Navier Stokes con Reynolds promedio o en inglés Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) es un modelo que se basa en que las variables del flujo se pueden descomponer en un valor medio y otro fluctuante.

El gasto computacional con un modelo RANS es mucho menor que los expuestos antes, por ello su uso está muy generalizado.

Como gran mayoría de los flujos a estudiar son turbulentos. La ponderación de Reynolds, nombrada en honor al profesor de ingeniería Osborne Reynolds de Owens College y posteriormente de Victoria University of Manchester, consiste como se ha comentado en descomponer el flujo turbulento en una parte media (con guión) u otra parte fluctuante (con apóstrofe). Otra notación igualmente válida es la de letra mayúscula para el valor medio y con apostrofe para la parte fluctuante.

$$\begin{aligned}u &= \bar{u} + u' \\u &= U + u'\end{aligned}\tag{5.25}$$

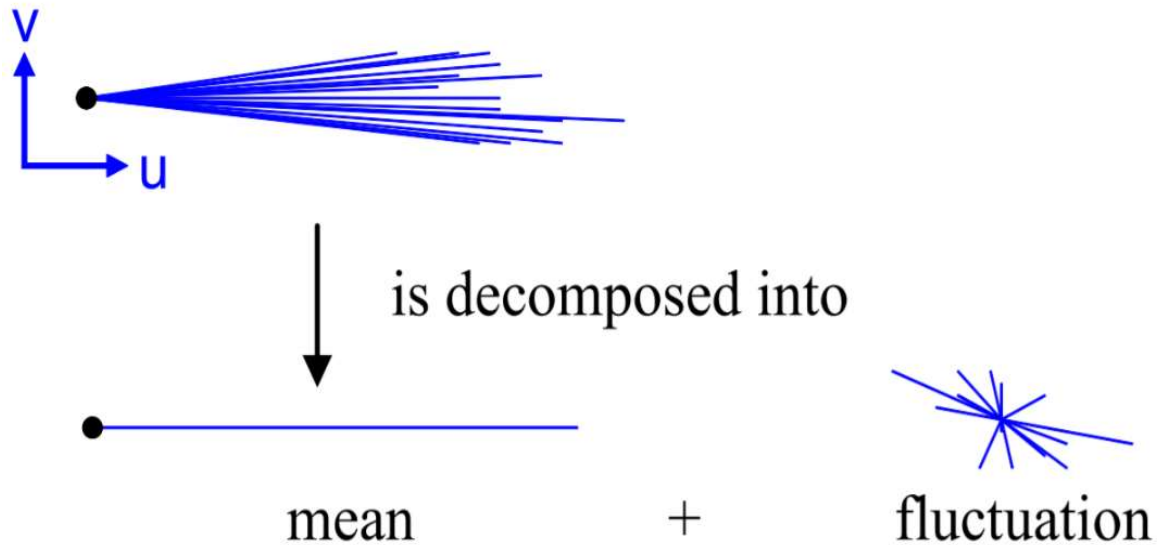


Figura 5.17 Variable promedio y fluctuante [11]

Una vez descompuesto en estos dos valores, hay que reformular las ecuaciones de Navier Stokes, resultando un nuevo termino a modelar.

El esfuerzo cortante entonces tendrá una componente viscosa y otra debida a la fluctuación.

$$\tau = \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \quad (5.26)$$

Se usa entonces la hipótesis de flujo viscoso turbulento o Eddy-Viscosity Hypothesis en inglés. Esta hipótesis consiste en asumir que el término en el cortante debido a la turbulencia es proporcional al gradiente de velocidad, de la misma forma que la tensión viscosa con un término μ_T llamado viscosidad turbulenta asegurando la proporcionalidad.

$$\tau_t = -\rho \overline{u'v'} = \mu_T \frac{\partial u}{\partial y} \quad (5.27)$$

Este es un término ficticio que hay que modelar y cada método RANS lo obtiene de una forma distinta. Es un término que varía con la posición y no es una propiedad física del fluido como así lo es la viscosidad μ .

Se puede obtener la viscosidad efectiva como la suma de la viscosidad y la viscosidad turbulenta.



$$\tau = \tau_m + \tau_{turb} = (\mu + \mu_T) \frac{\partial u}{\partial y} = \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \quad (5.28)$$

Esta hipótesis de viscosidad es ampliamente usada debido a la facilidad de implantación en los solvers de viscosidad existentes y debido también a que aporta estabilidad en la resolución.

Dentro de los modelos RANS hay subgrupos de modelos y los más importantes con los que trabaja Fluent son Spalart-Allmaras, $k - \varepsilon$ y $k - \omega$. La diferencia principal de estos modelos es como obtienen el valor de la viscosidad turbulenta.

Basándose en un análisis dimensional, la viscosidad turbulenta puede ser determinada desde una escala temporal y espacial considerando los siguientes términos [16]:

Energía cinética turbulenta [L^2 / T^2]

$$k = u' u' / 2 \quad (5.29)$$

Ratio de disipación turbulenta [L^2 / T^3]

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial u'}{\partial g} \left(\frac{\partial u'}{\partial g} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right) \quad (5.30)$$

Disipación específica [$1 / T$]

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad (5.31)$$

Cada uno de los modelos calcula la viscosidad turbulenta de una forma

- Spalart-Allmaras:

Resuelven la ecuación de transporte para un valor de viscosidad turbulenta modificado.

- $k - \varepsilon$:

Resuelven la ecuación de transporte para k y ε .

- $k - \omega$:

Resuelven la ecuación de transporte para k y ω .



Modelos Spalart-Allmaras

Este modelo es un RANS de una ecuación y menos exigente computacionalmente que los otros 2 que se verán. Resuelve la ecuación de transporte para un valor de viscosidad turbulenta modificado.

Obtiene la viscosidad turbulenta entonces

Es un modelo usado sobre todo para aplicaciones en turbomaquinaria y análisis aerodinámico con una leve separación como flujos transónicos y supersónicos en un airfoil.

Está diseñado específicamente para aplicaciones aeroespaciales con importancia con la interacción entre flujo y pared. Este método ha dado buenos resultados con las condiciones de contorno sujetas a gradientes de presión.

Se trata de un modelo relativamente nuevo por lo que se ha conseguido garantizar su viabilidad para todos los tipos de flujos complejos en la ingeniería.

No es fiable para predecir la descomposición en turbulencia isotrópica homogénea.[16]

Modelos $k - \varepsilon$

Dentro de estos modelos los más importantes son el Standard $k - \varepsilon$ (SKE), el RNG $k - \varepsilon$, y el RKE $k - \varepsilon$.

El SKE es el modelo de turbulencia RANS más usado en la ingeniería y la industria. Se trata de un modelo bastante robusto y exacto. Contiene además submodelos de compresibilidad combustión, etc. Las limitaciones que tiene este modelo es la ecuación de Épsilon contiene un término que no puede ser calculado en las paredes, sin embargo, usan funciones de pared. Otra limitación es que funciona insuficientemente bien con flujos con gran separación, curvatura y grandes gradientes de presión.

El RNG contiene submodelos de modelos de viscosidad diferenciales para los efectos de bajos números de Reynolds, y para derivar analíticamente formulas algebraicas con números turbulentos de Prandtl/Schmidt. Este modelo trabaja mejor que el estándar para formas más complejas y flujos con grandes ratios de deformación, separación y remolinos.



Por último, el RKE viene de Realizable $k - \varepsilon$ y realizable significa que el modelo satisface ciertas restricciones matemáticas en las tensiones de Reynolds, que tienen sentido con la física de los flujos turbulentos, es decir se obtienen valores positivos de estas tensiones. Los beneficios que tiene este modelo es que es más exacto prediciendo la ratio de esparcimiento tanto de chorros planos como circulares, además, da un mejor resultado con flujos que impliquen a rotación de las condiciones de contorno para diferentes cambios de gradiente de presiones, separaciones y recirculaciones.[16]

Modelos $k - \omega$

La familia de modelos $k - \omega$ han ganado bastante reputación recientemente porque no contiene términos que no están definidos en las paredes y pueden ser integrados en el software sin necesidad de usar funciones de pared, además, son bastante exactos y robustos con un gran rango de forma de flujos y gradientes de presión.

El modelo standard $k - \omega$ o modelo SKW es el más usado en la comunidad aeroespacial y de turbomáquinas y es uno de los que se recomiendan usar para en estos casos. Tiene bastantes opciones para efectos de compresibilidad, flujos transitorios y correcciones de cizalla del flujo.

Otra opción es el Shear Stress Transport $k - \omega$ o SST $k - \omega$ (Menter,1994). Este método consiste en una función de mezcla para pasar de un modelo SKW en las cercanías de las paredes, a un modelo $k - \varepsilon$ en la zona más alejada de la condición de contorno. Contiene también una formulación modificada de la viscosidad turbulenta para los efectos de tensiones de cortadura principales en el flujo. [16]



6 Simulación del rodete con Ansys Fluent

Como ya se ha comentado anteriormente el programa con el que se realiza el trabajo es Ansys Fluent. Ansys Fluent es un programa o un módulo de dinámica de fluidos computacional dentro de Ansys Workbench. Este programa es bastante potente para el análisis de fluidos.

Si que es verdad que Ansys posee otro programa llamado CFX que se centra mas en turbomáquinas, como es el caso, para poder hacer análisis de forma rápida sobre este tipo de máquinas.

Se tomó la decisión de Fluent debido a la mayor versatilidad que ofrece este módulo frente a CFX, pudiendo resolver una gran cantidad de problemas y con la posibilidad de variar muchos parámetros.

Los pasos que se siguen para resolver el problema son:

1. Definición de la geometría del rodete.
2. Creación del mallado o de los volúmenes finitos
3. Configuración y resolución
4. Postprocesador de datos y obtención de resultados

Después de obtener los resultados, se procederá a repetir las simulaciones variando ciertos parámetros. Viendo cómo influyen estos parámetros en el rendimiento del sistema, siendo este el objetivo principal del trabajo.

6.1 Definición de la geometría del rodete

Lo primero de todo es crear un modelo del rodete que se va a analizar. Para esto se va a usar un módulo de Ansys llamado Bladegen. Bladegen permite generar un rodete con las regiones de entrada y salida, así como la región de los álabes de forma rápida introduciendo ciertos parámetros que en este caso han sido previamente calculados, tomando el modelo calculado como base para generar otro modelo con el uso de esta herramienta.

Al generar un nuevo modelo, el programa te da 6 opciones, en este caso se trata de normal axial y se introducen los valores calculados en el Anexo I de radio interior, radio exterior y altura del alabe de la siguiente forma:

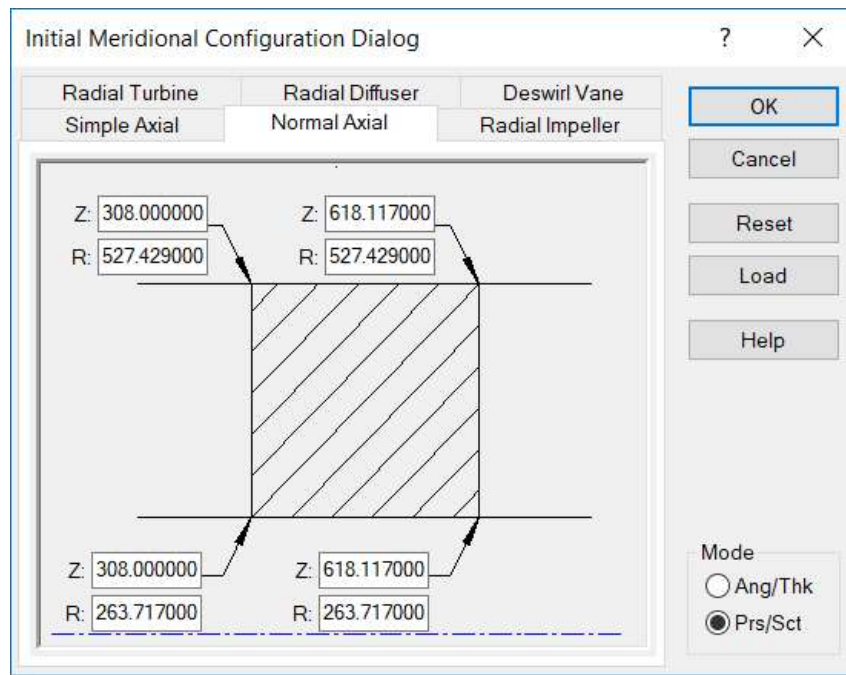


Figura 6.1 Configuración inicial Bladegen

Después hay que definir que el modelo se trata de una turbina axial y que las unidades introducidas de longitud serán en milímetros.

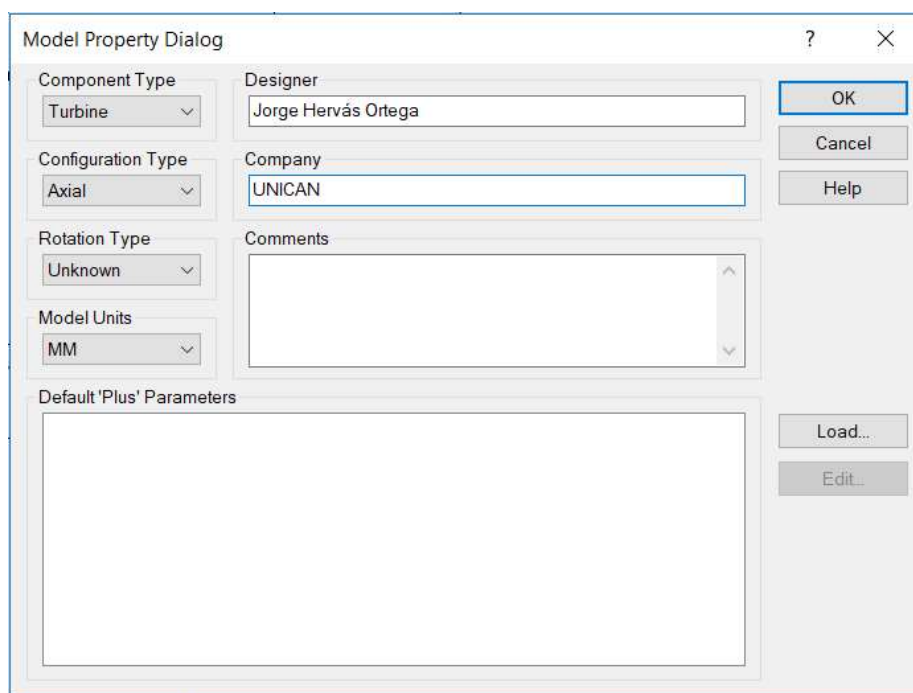


Figura 6.2 Propiedades del modelo

En la parte superior izquierda de la interfaz se puede modificar la forma del rodete, tanto de la carcasa (shroud) como de la forma del rodete propiamente dicho (hub). Además, se selecciona el número de álabes que formarán el rodete.

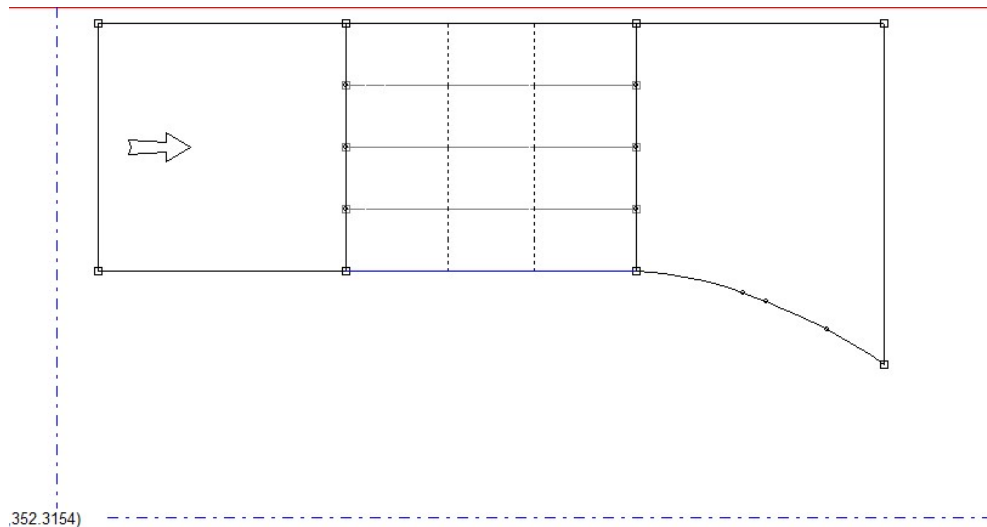


Figura 6.3 Forma del rodete

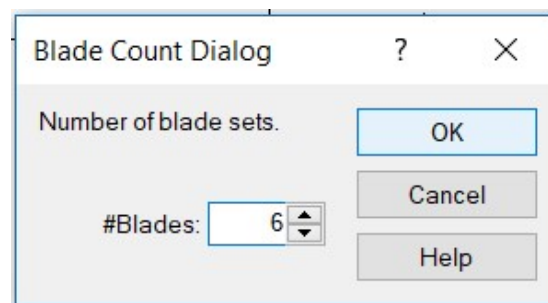


Figura 6.4 Selección del número de álabes.

Como se ha comentado el programa genera la entrada y la salida del rodete (en el sentido que sigue la flecha en la figura anterior). Si el programa no hiciera eso habría que definir estas zonas manualmente.

Por último, la parte más larga, que es la de modificación del alabe que viene por defecto como una forma genérica de airfoil.

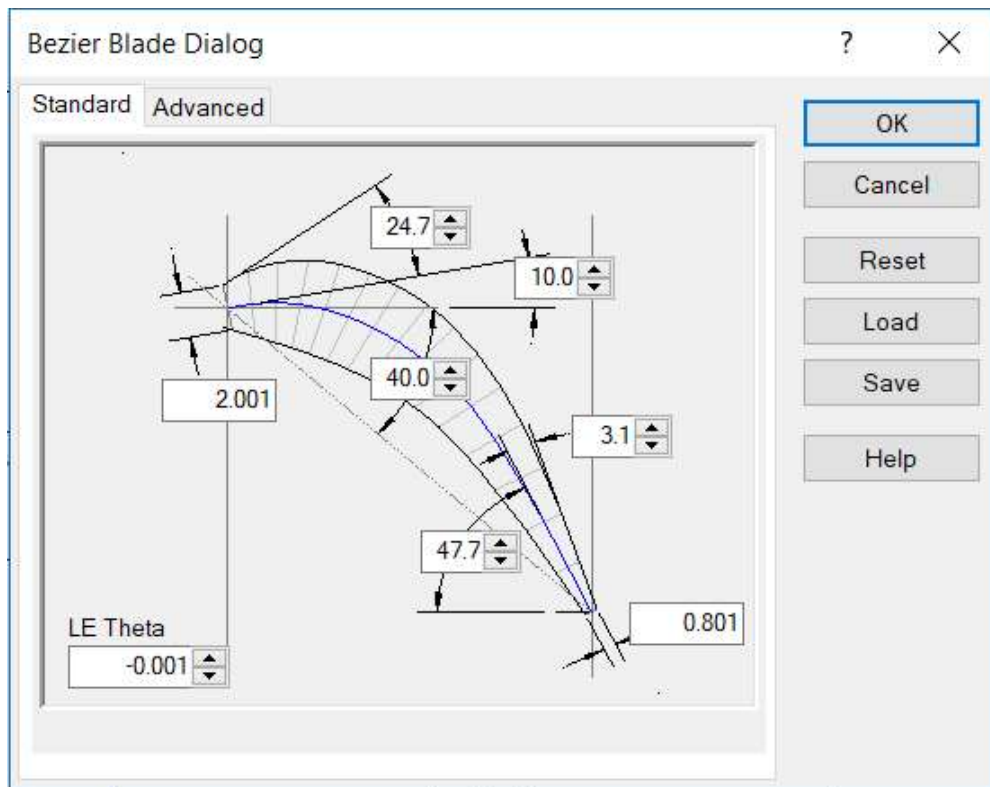


Figura 6.5 Modificación de parámetros del álabe.

Con las modificaciones en los 5 layers de los perfiles que se han utilizado equiespaciados, y mediante el ajuste de curvas de Bézier se obtienen los ángulos de los álaves.

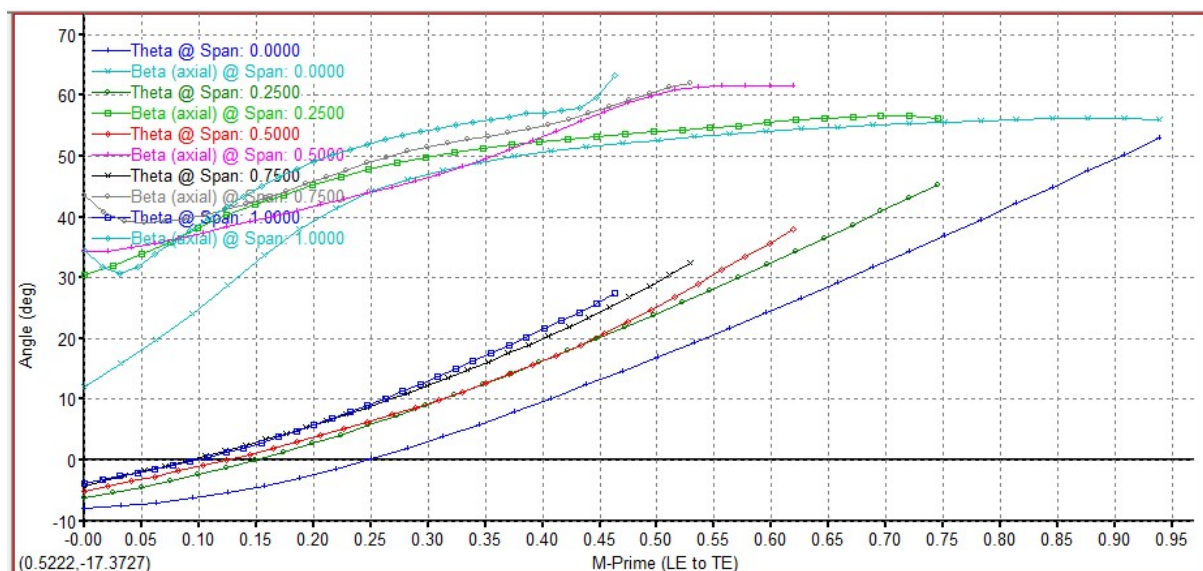


Figura 6.6 Ángulos del rodete.

Estos ángulos no son exactamente los calculados en el anexo I, debido a las imprecisiones del ajuste de estas curvas de Bézier de manera aproximada, siendo

el modelo un modelo basado en el modelo calculado, como ya se ha comentado al inicio de la sección.

El resultado por lo tanto es el siguiente rodete

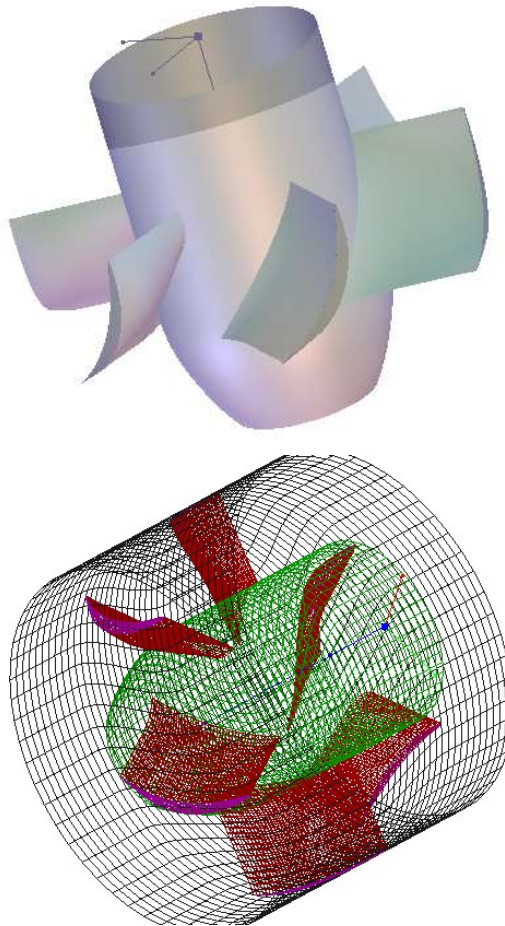


Figura 6.7 Rodete generado con Bladegen.

6.2 Creación del mallado o de los volúmenes finitos

El mallado es un aspecto muy importante en la simulación, y un mal mallado deriva en unos malos resultados, por ello no hay que descuidar este aspecto en el análisis.

Cuantos más volúmenes tenga el mallado, el resultado debería ser mejor, mas fiel a al modelo real, pero no siempre ya que se pueden cometer mas errores en la resolución de las ecuaciones al ser un método iterativo, pudiendo dar problemas incluso en la convergencia de la solución.

A estos volúmenes se les puede llamar también celdas o elementos y estos pueden ser tetraédricos cuando la geometría es algo compleja o hexaédricos que son mas

recomendables ya que los ángulos son más rectos simplificando el cálculo y necesitándose menos volúmenes, simplificando el cálculo computacional.

Para realizar el mallado se usa el módulo Turbogrid de Ansys que toma los valores del módulo Bladegen visto antes y genera una malla de bastante calidad adaptándose a la geometría creada para turbomáquinas.

Como la turbina es simétrica se va a trabajar solo con la región de un alabe, realizándose el análisis solo en un alabe para luego sacar los resultados generales, debido a la simetría que existe en el modelo. Esto permite un mejor análisis centrado en el alabe, reduciendo la exigencia computacional requerida para el cálculo que debería hacer el ordenador con el sistema completo y el mismo número de elementos por cada región del álabe.

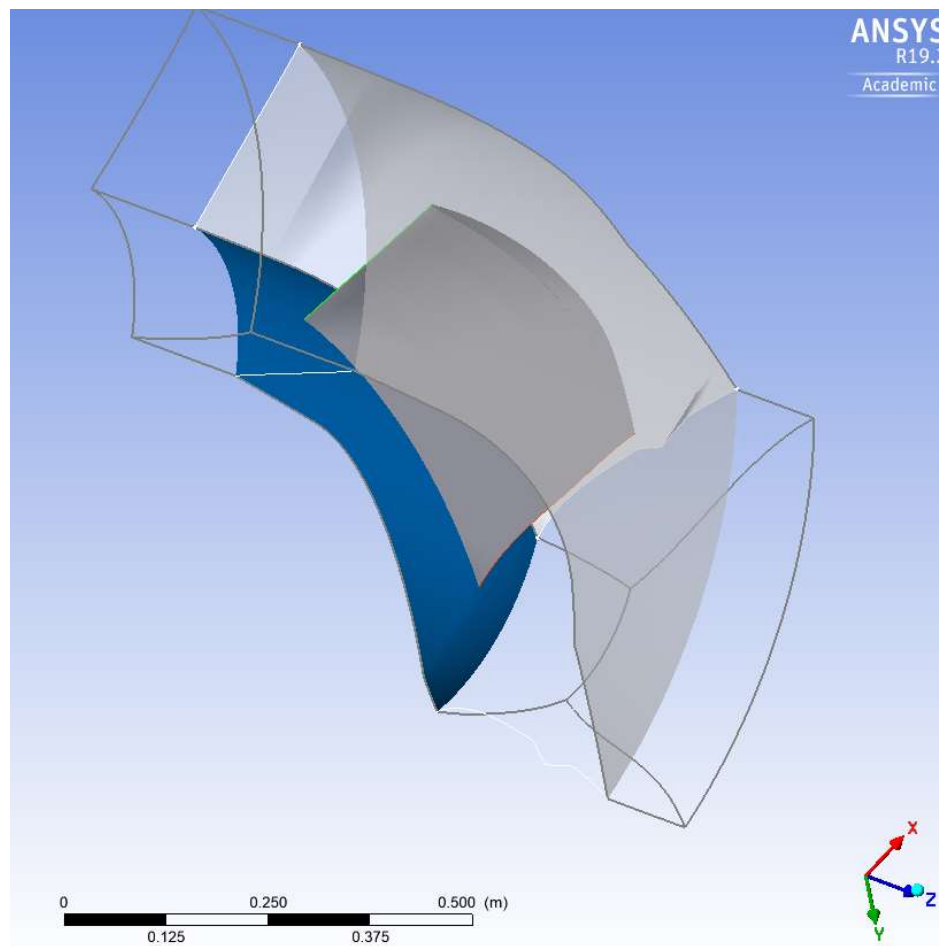


Figura 6.8 Región del alabe en Turbogrid.

El programa realiza automáticamente un mallado bidimensional en el hub y el shroud que sirven como guía para el mallado de toda la región de fluido. Además,

se pueden añadir "layers" entre medias para ayudar a guiar de forma más precisa el mallado. En este caso se han añadido otros 3 layers.

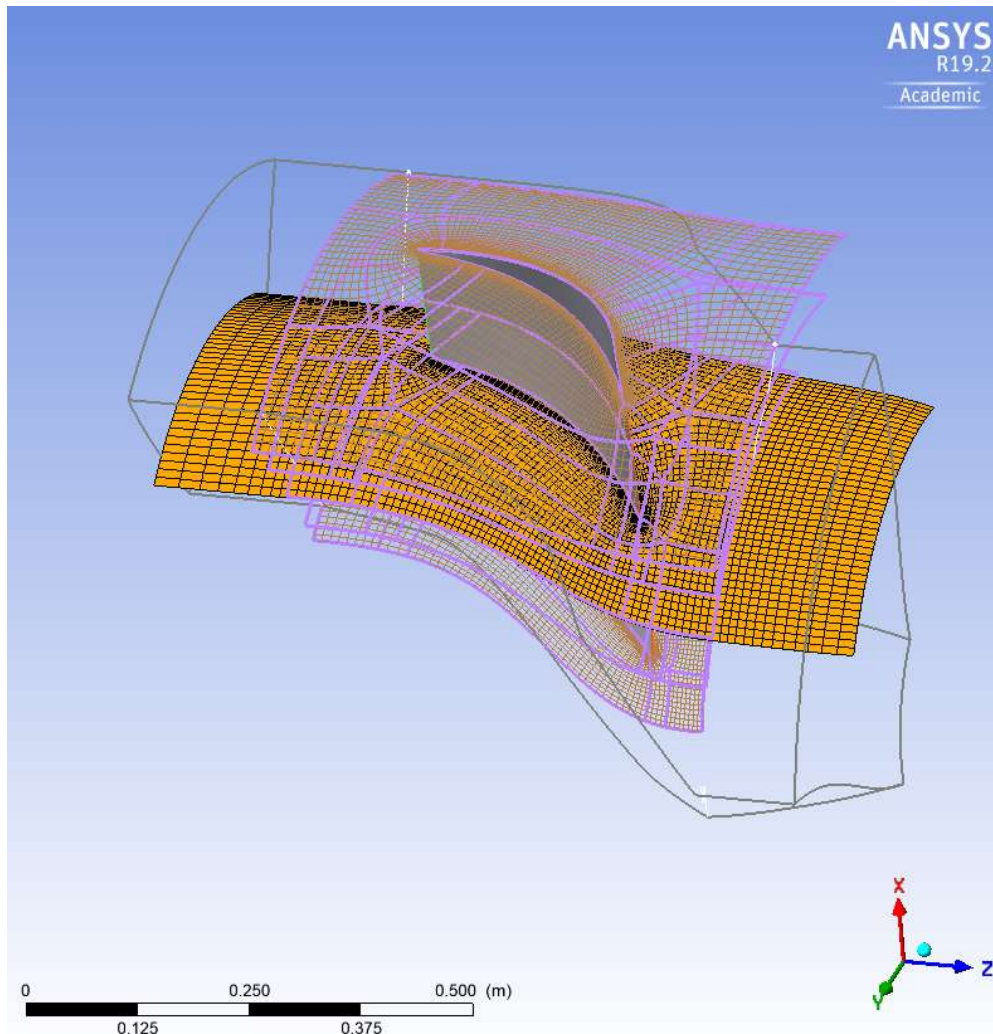
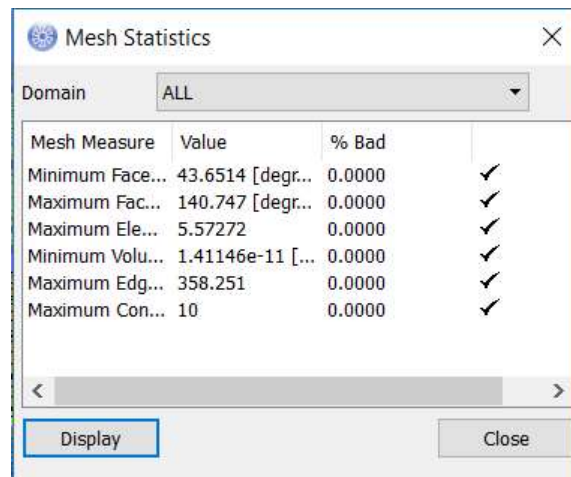


Figura 6.9 Mallado bidimensional de la región del alabe.

Por último, se genera la malla tridimensional partiendo es esta malla bidimensional y los layers, y se comprueba la calidad del mallado teniendo que recurrir a algún controlador para solucionar los errores.



Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face...	43.6514 [degr...	0.0000	✓
Maximum Fac...	140.747 [degr...	0.0000	✓
Maximum Ele...	5.57272	0.0000	✓
Minimum Volu...	1.41146e-11 [...]	0.0000	✓
Maximum Edg...	358.251	0.0000	✓
Maximum Con...	10	0.0000	✓

Figura 6.10 Calidad del mallado.

El mallado consiste en 152900 elementos y 166140 nudos. No se han encontrado elementos de mala calidad.

El mallado tridimensional queda de la siguiente forma:

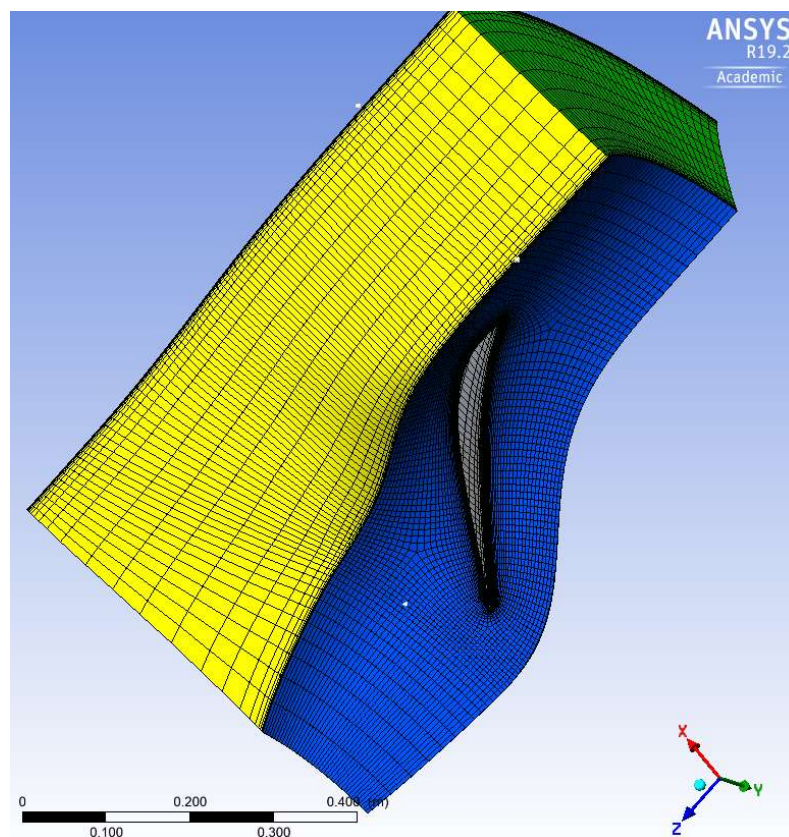


Figura 6.11 Mallado tridimensional de un álabe

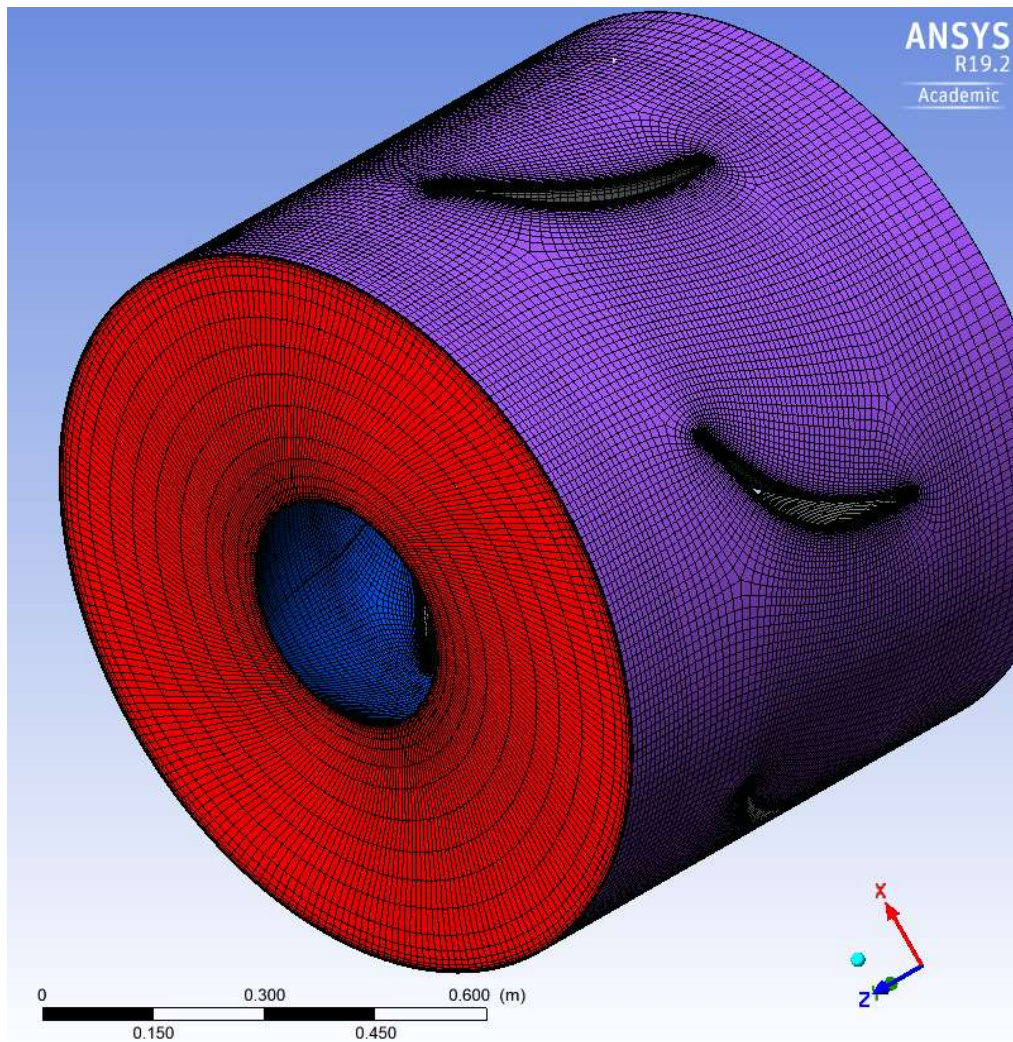


Figura 6.12 Mallado tridimensional del rodete.

Se puede observar que el tamaño del elemento se reduce cuando más cerca de una pared se encuentra, requiriéndose un tamaño pequeño debido a los grandes cambios de las variables del flujo en las proximidades de estas paredes.

6.3 Configuración y resolución

Una vez definida la geometría y el mallado, compartiendo los datos de los módulos de Bladegen y Turbogrid con Fluent y cargados esos datos, se procede a la definición de los parámetros del solver y la posterior resolución.

Lo primero de todo es seleccionar en la configuración general una resolución basada en métodos de presión y no densidad (al considerar esta constante), tratando las velocidades en valores absolutos y resolviendo en estado estacionario. Además, se establece el valor de la gravedad para una turbina vertical.

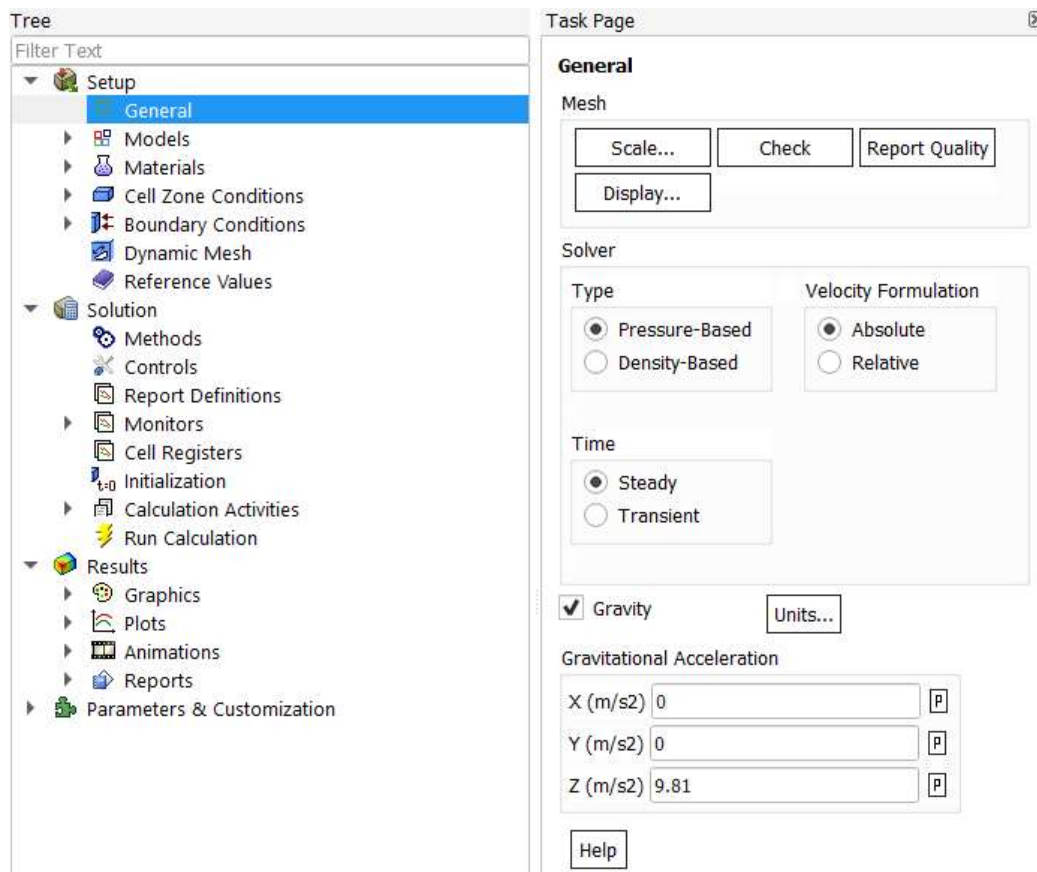


Figura 6.13 Configuración general Fluent

Después se procede a definir las ecuaciones que se van a resolver, en el caso a analizar no se selecciona la ecuación de la energía, como ya se ha comentado, y se selecciona el modelo de viscosidad k-omega SST.

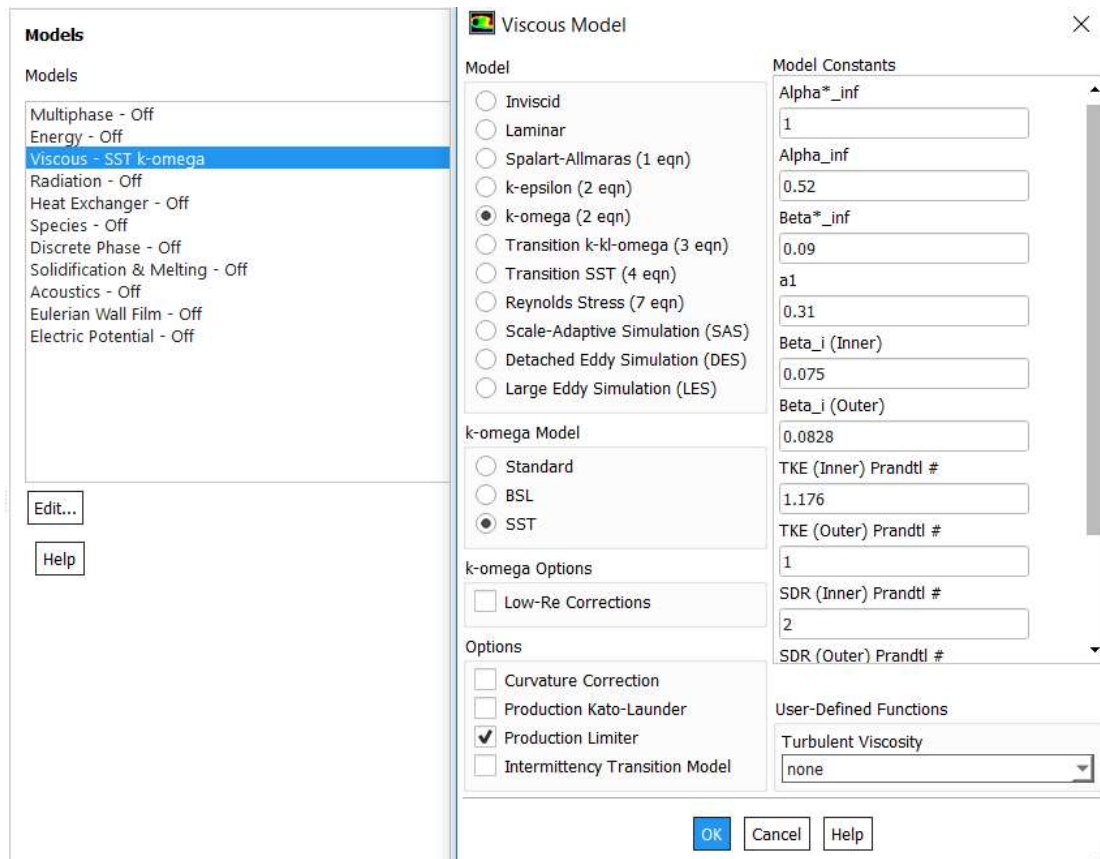


Figura 6.14 Elección de los modelos de resolución

A continuación, se obtienen los datos del fluido, en este caso agua líquida, de la biblioteca de datos de Fluent.

Estos datos del fluido se enlazan en cada región del fluido, teniendo inlet, outlet y passage main. También se seleccionan estas regiones como una región que giran y se establece la velocidad de giro en 340 (mediante prueba y error, al no ser exactamente el mismo modelo que el calculado el punto de trabajo varia también).

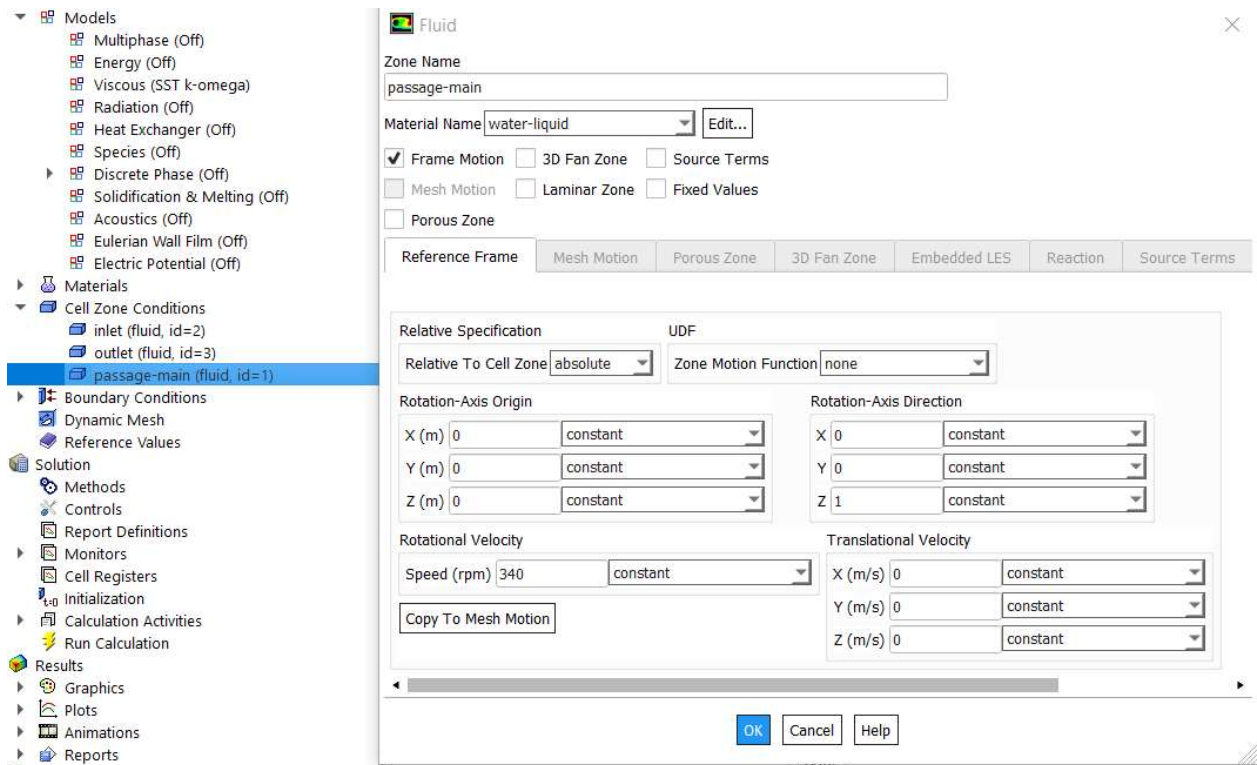
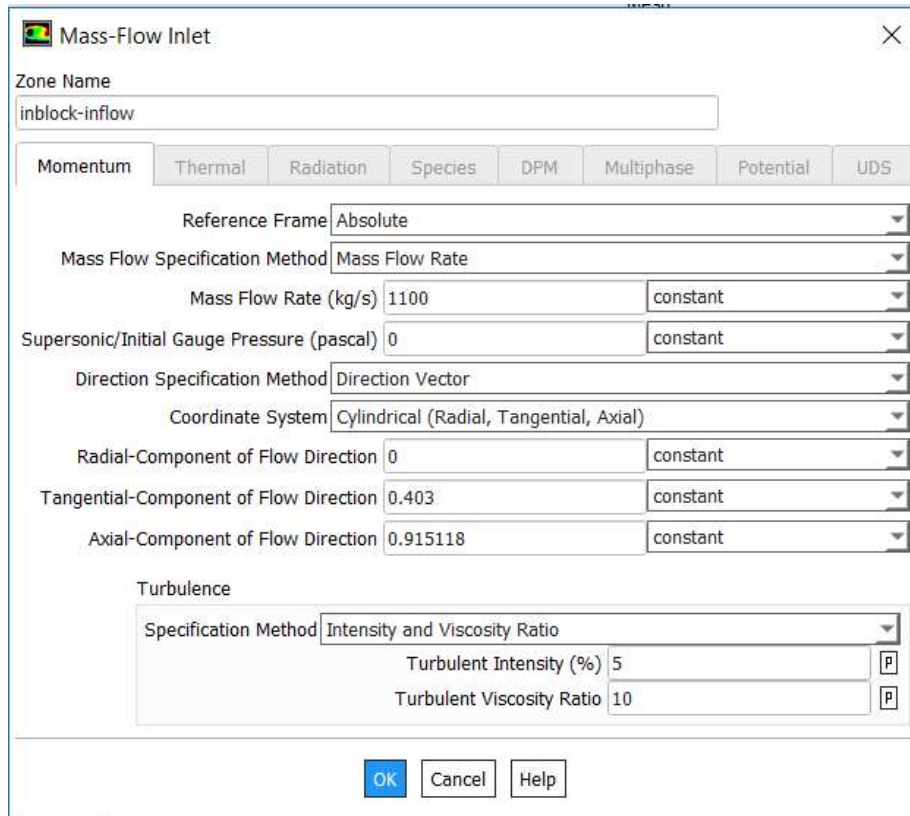


Figura 6.15 Configuración de las regiones de fluido.

Se definen después las condiciones de contorno que serán, como se puede apreciar en las figuras siguientes, un flujo masico entrante en el inlet, una presión en el outlet, paredes fijas en shroud, paredes y álabe con movimiento dependiente de lo establecido en las regiones de fluido.



Mass-Flow Inlet

Zone Name: inblock-inflow

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | Potential | UDS

Reference Frame: Absolute

Mass Flow Specification Method: Mass Flow Rate

Mass Flow Rate (kg/s): 1100 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal): 0 constant

Direction Specification Method: Direction Vector

Coordinate System: Cylindrical (Radial, Tangential, Axial)

Radial-Component of Flow Direction: 0 constant

Tangential-Component of Flow Direction: 0.403 constant

Axial-Component of Flow Direction: 0.915118 constant

Turbulence

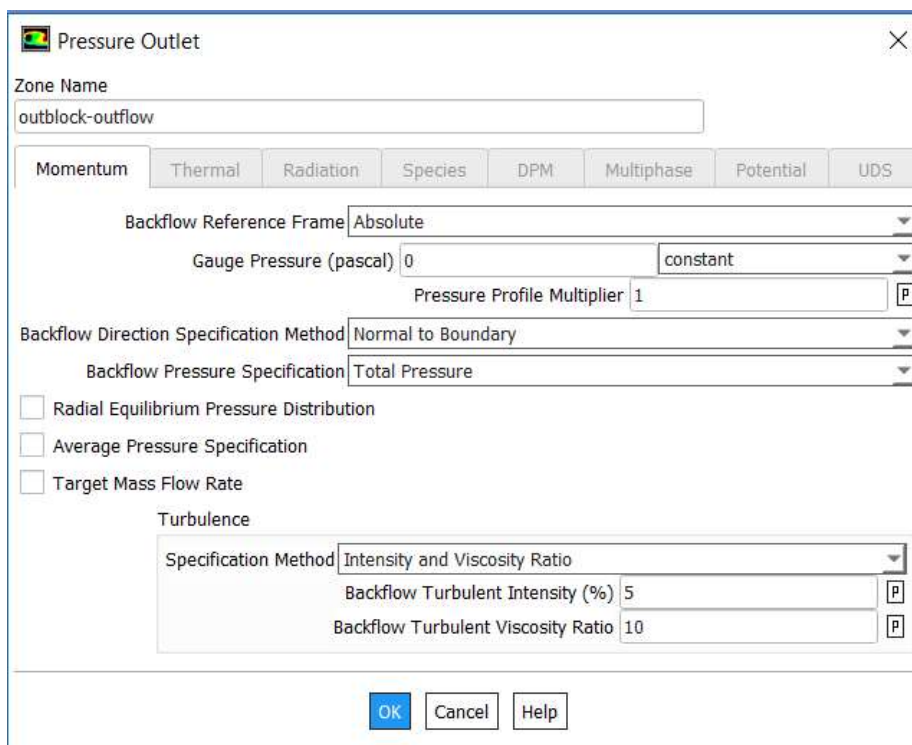
Specification Method: Intensity and Viscosity Ratio

Turbulent Intensity (%): 5 P

Turbulent Viscosity Ratio: 10 P

OK Cancel Help

Figura 6.16 Condiciones de contorno inlet.



Pressure Outlet

Zone Name: outblock-outflow

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | Potential | UDS

Backflow Reference Frame: Absolute

Gauge Pressure (pascal): 0 constant

Pressure Profile Multiplier: 1 P

Backflow Direction Specification Method: Normal to Boundary

Backflow Pressure Specification: Total Pressure

☐ Radial Equilibrium Pressure Distribution

☐ Average Pressure Specification

☐ Target Mass Flow Rate

Turbulence

Specification Method: Intensity and Viscosity Ratio

Backflow Turbulent Intensity (%): 5 P

Backflow Turbulent Viscosity Ratio: 10 P

OK Cancel Help

Figura 6.17 Condiciones de contorno outlet.

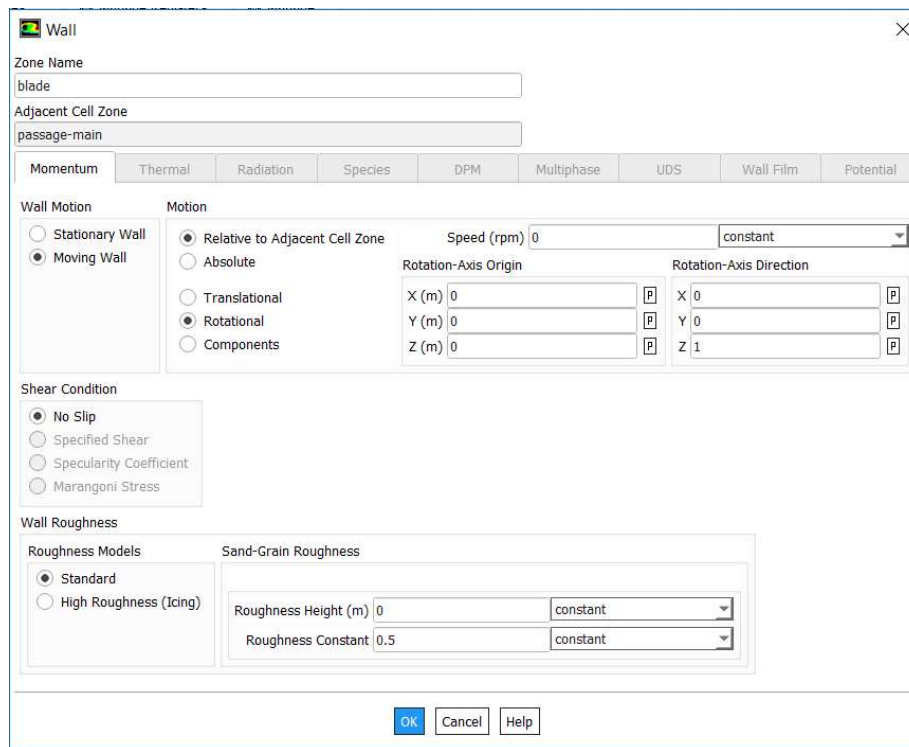


Figura 6.18 Condiciones de contorno del alabe y secciones del hub.

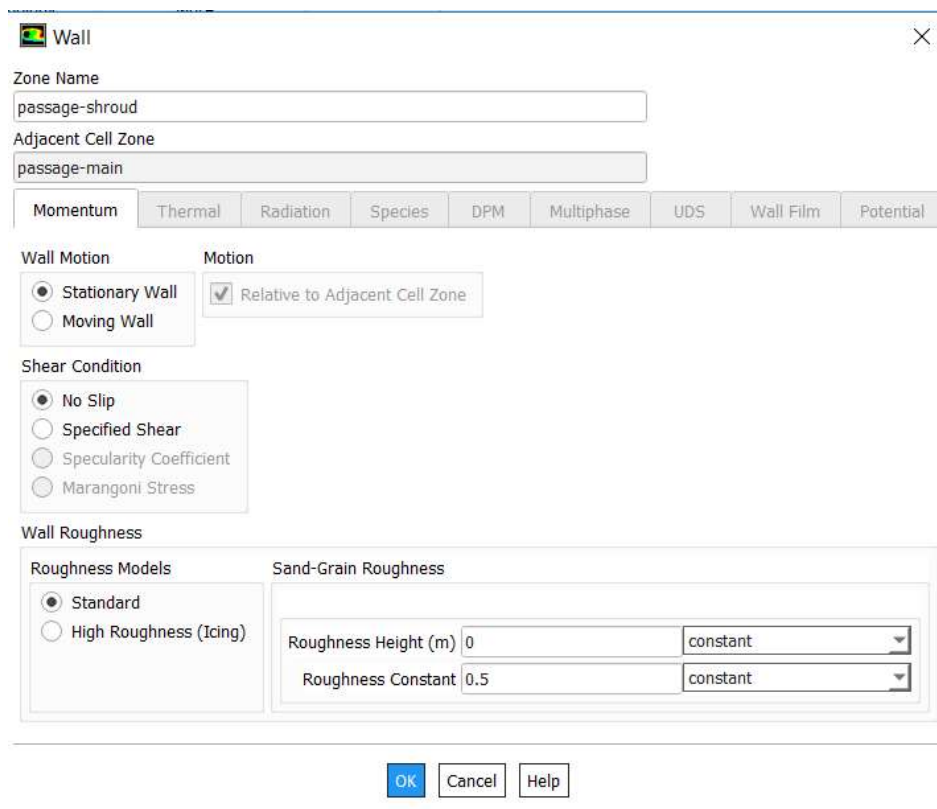


Figura 6.19 Condiciones de contorno del shroud.

Por último, aunque no da opción el programa a cambiar los laterales de la región del alabe para hacer que esas superficies sean periódicas para completar con las

condiciones de contorno, se entra a través de la consola de comandos y se cambia manualmente en dicha consola de comandos con los números de identificación de las superficies.

```
Console

/mesh/modify-zones> make-periodic
Periodic zone [()] 6
Shadow zone [()] 10
Rotational periodic? (if no, translational) [yes] yes
Create periodic zones? [yes] yes

zone 10 deleted

created periodic zones.
```

Figura 6.20 Creación de zonas periódicas.

El programa colorea las superficies sobre las que se han aplicado las condiciones de contorno para asegurarse de que están bien establecidas, por lo menos en el tipo de condición de contorno.

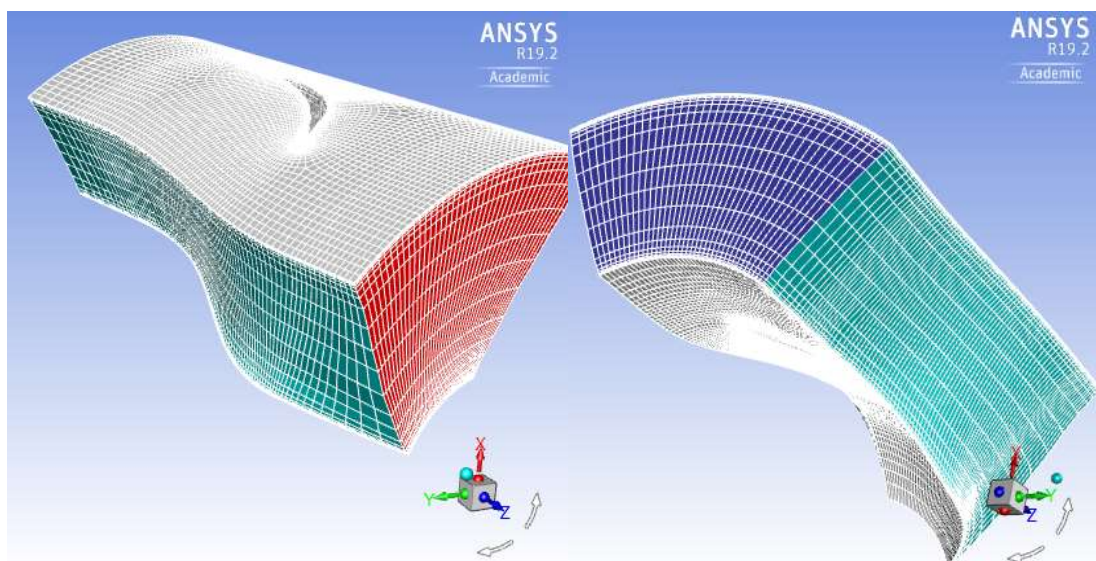


Figura 6.21 Modelo con las condiciones de contorno aplicadas.

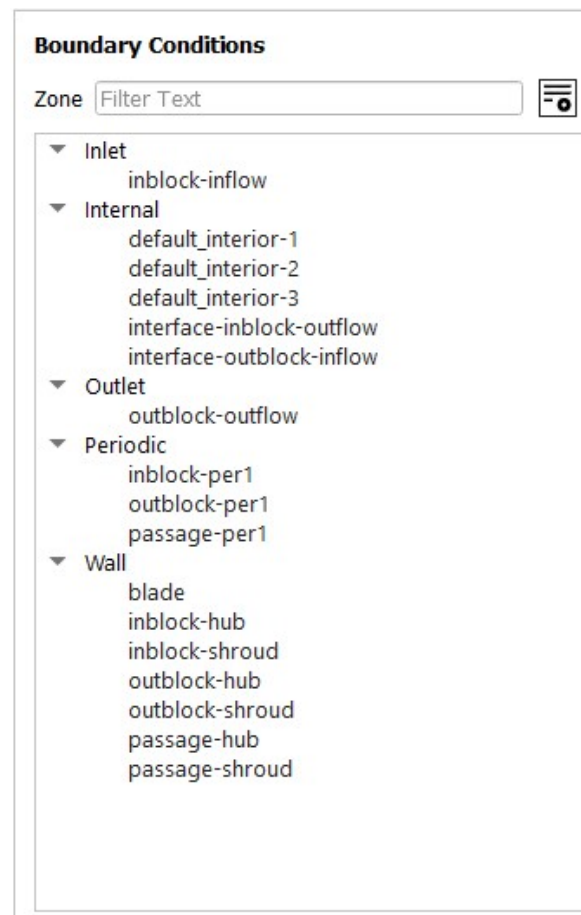


Figura 6.22 tipos de condiciones de contorno en el sistema

Ya en el apartado de resolución, se eligen los métodos que va a seguir el programa para la resolución de las ecuaciones. Se selecciona coupled para resolver a la vez las ecuaciones y en la discretización espacial para el gradiente se selecciona el modelo de green-gauss basado en el nodo y no en la celda como viene por defecto ya que de este modo suele haber menos problemas en la convergencia. El resto de los términos se selecciona un segundo orden o superior en su definición espacial.

Solution Methods

Pressure-Velocity Coupling

Scheme

Coupled

Spatial Discretization

Gradient

Least Squares Cell Based

Pressure

Second Order

Momentum

Second Order Upwind

Turbulent Kinetic Energy

Second Order Upwind

Specific Dissipation Rate

First Order Upwind

Figura 6.23 Métodos de resolución.

Por último, se establecen unos mínimos para el valor de los residuales derivados de la resolución de las ecuaciones con métodos numéricos.

Se procede a resolver, dándole unos valores iniciales con una inicialización que necesita el programa para empezar a calcular y posteriormente se establece un número de iteraciones a realizar que se harán a menos que se alcance antes el valor mínimo de todos los residuales para conseguir una solución según se considere.

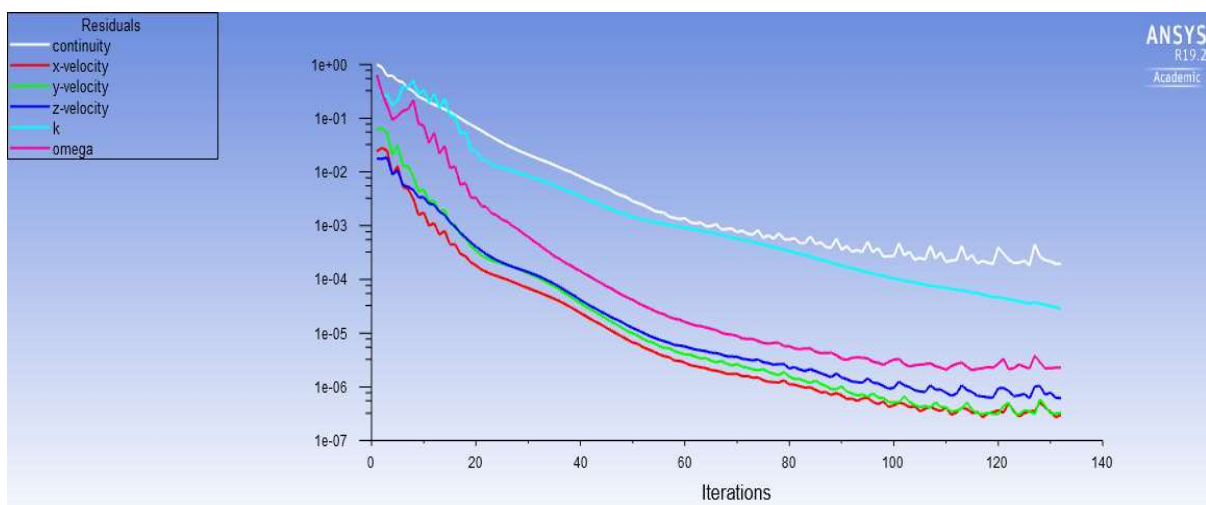


Figura 6.24 Residuales derivados de la resolución.

6.4 Post Procesado de datos

Una vez obtenidos los resultados hay que operar con ellos para obtener el rendimiento o la eficiencia del rodete. Para ello se usa el modulo CFD-post que es un programa de postprocesado de los parámetros calculados bien con Fluent o con CFX.

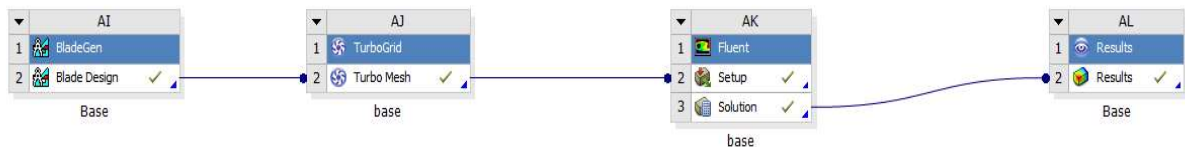


Figura 6.25 Esquema de resolución en Ansys Workbench.

En este post procesado se obtienen algunos perfiles de velocidad y presión en el álabe como se verá en sucesivas figuras al final de este apartado de postprocesado de datos. Lo principal es calcular el rendimiento del rodete para ver como varía esta en diferentes situaciones de trabajo, siendo lo más importante la tendencia global de estos resultados.

Se van calculando las siguientes expresiones con la formulación del postprocesador. Las funciones del programa para conseguir estos resultados se componen de la función con la variable sobre la que se aplica entre paréntesis y después de un @ la localización de este cálculo según se indica en las figuras siguientes.

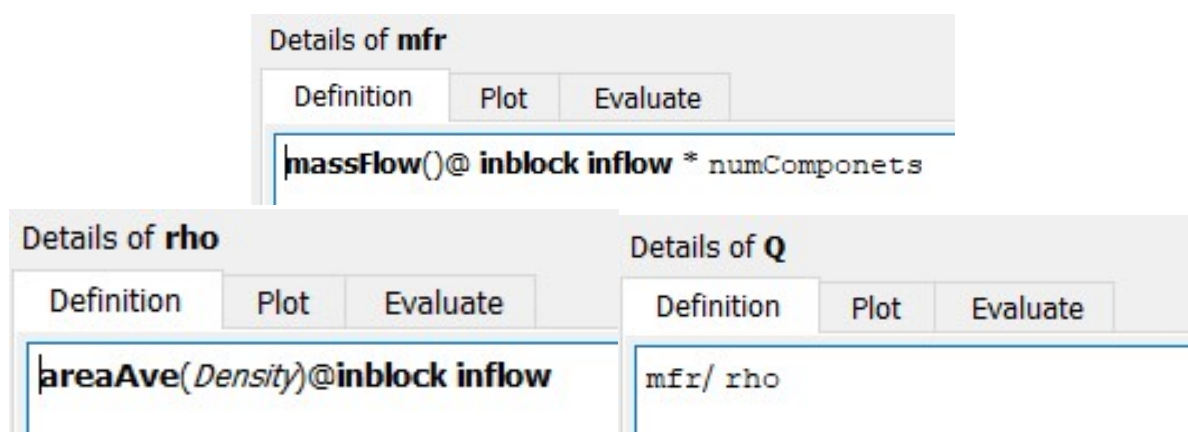


Figura 6.26 Obtención de las expresiones densidad, flujo masico y caudal.

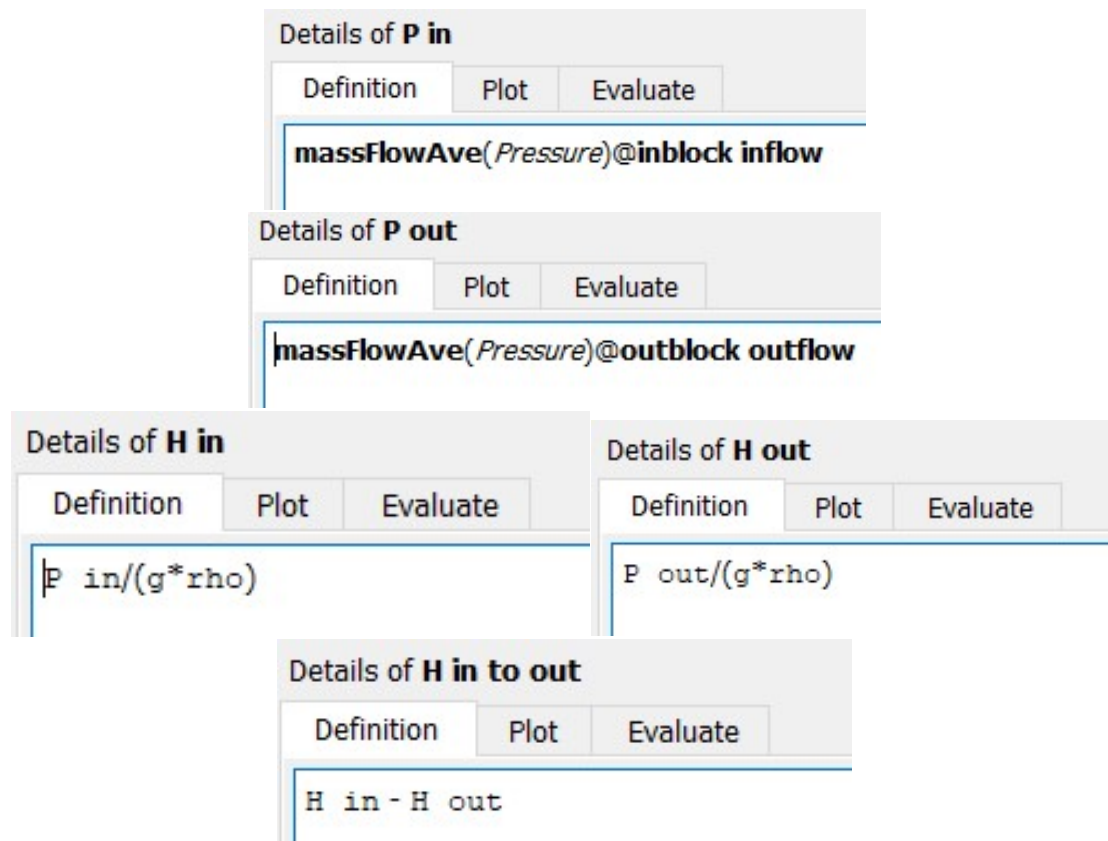


Figura 6.27 Obtención de las expresiones presiones y alturas de presión a la altura y salida del rodete, así como la total.

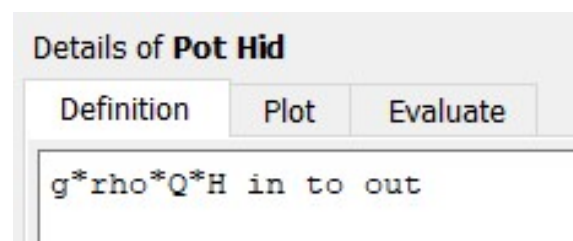


Figura 6.28 Cálculo de la potencia hidráulica del fluido.

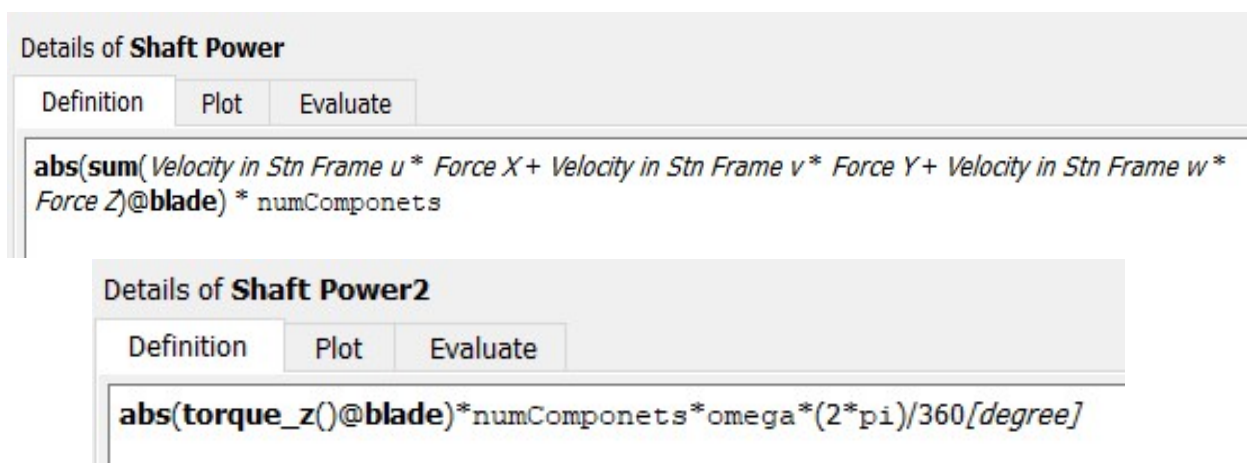


Figura 6.29 Cálculo de la potencia en el eje.

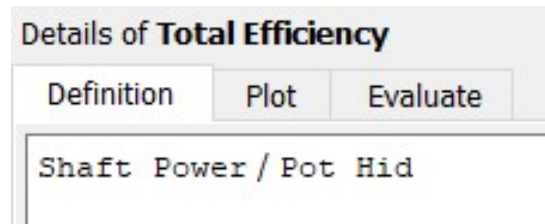


Figura 6.30 Cálculo del rendimiento del rodete.

El rendimiento obtenido en este caso finalmente es 95,912 %.

Una vez analizado el modelo para un caso concreto se resuelve manteniendo constante la velocidad de giro del rodete en 340 rpm y se va variando el caudal o flujo masico de entrada al rodete. Es importante matizar que la convergencia del sistema con diferentes valores iniciales no se ha cumplido en todas las simulaciones realizadas, por lo que no se han cogido los resultados de todas las simulaciones realizadas, siendo válidas si en este caso el rango de valores para los cuales se presentan los resultados a continuación. Se obtienen los siguientes resultados:

Revoluciones (rpm)	Caudal (m ³ /s)	Rendimiento
340	6	96,905
340	6,6	95,912
340	9	82,110
340	10,5	78,797
340	12	74,313

Tabla 6.1 Resultados Rendimiento-Caudal.

Estos resultados se pueden mostrar en una gráfica para ver la tendencia del sistema al variar las condiciones iniciales de caudal de entrada.

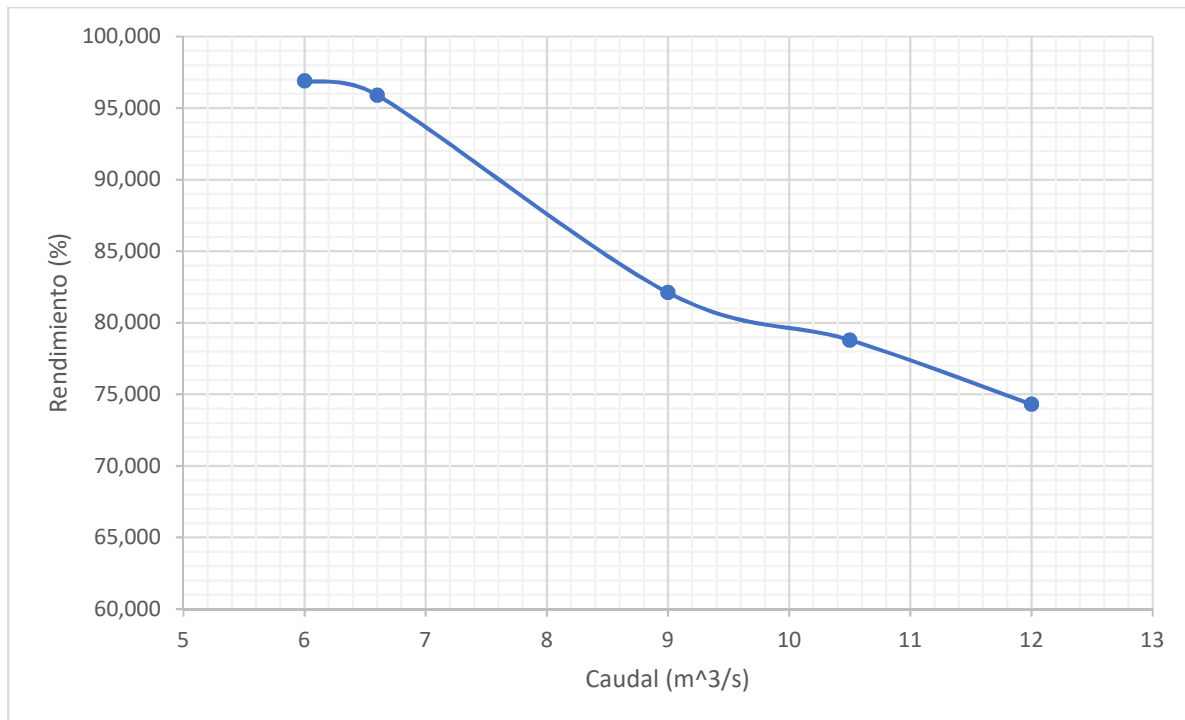


Figura 6.31 Gráfica de resultados Rendimiento-Caudal.

Después de obtener estos resultados se vuelven a realizar simulaciones, pero manteniendo fijo el caudal de entrada 6,6 metros cúbicos por segundo y variando la velocidad de rotación del rotor. Se obtienen los siguientes resultados:

Revoluciones (rpm)	Caudal (m³/s)	Rendimiento
350	6,6	96,463
340	6,6	95,91
320	6,6	94,373
300	6,6	91,421
280	6,6	83,27

Tabla 6.2 Resultados rendimiento-Velocidad angular.

Al igual que antes se grafican dichos resultados.

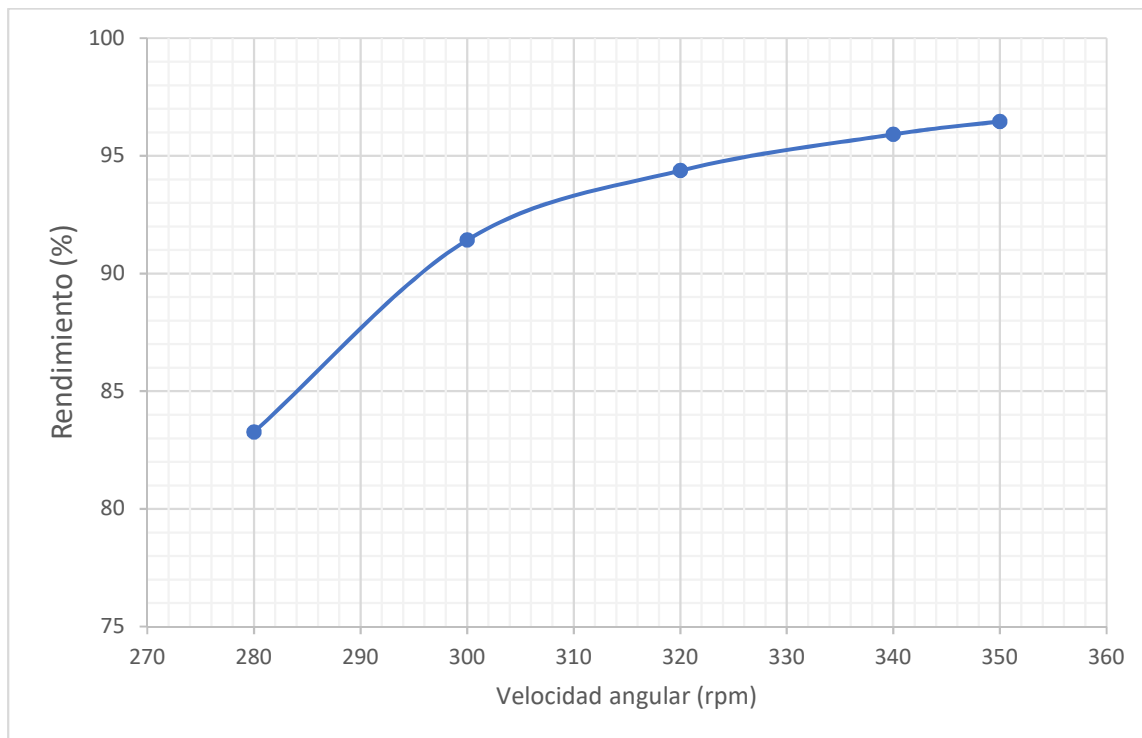


Figura 6.32 Gráfica de resultados Rendimiento-Velocidad angular.

Para comprobar si las tendencias siguen un orden lógico en la zona de trabajo elegida se va a trabajar con otro modelo, pero sin generar las zonas de inlet y outlet de fluido, simplificando el problema a nivel computacional y permitiendo calcular más fácilmente con diferentes números de alabes para ver también la tendencia producida al variar dichos parámetros.

Se adjuntan algunas imágenes del nuevo modelo y su mallado.

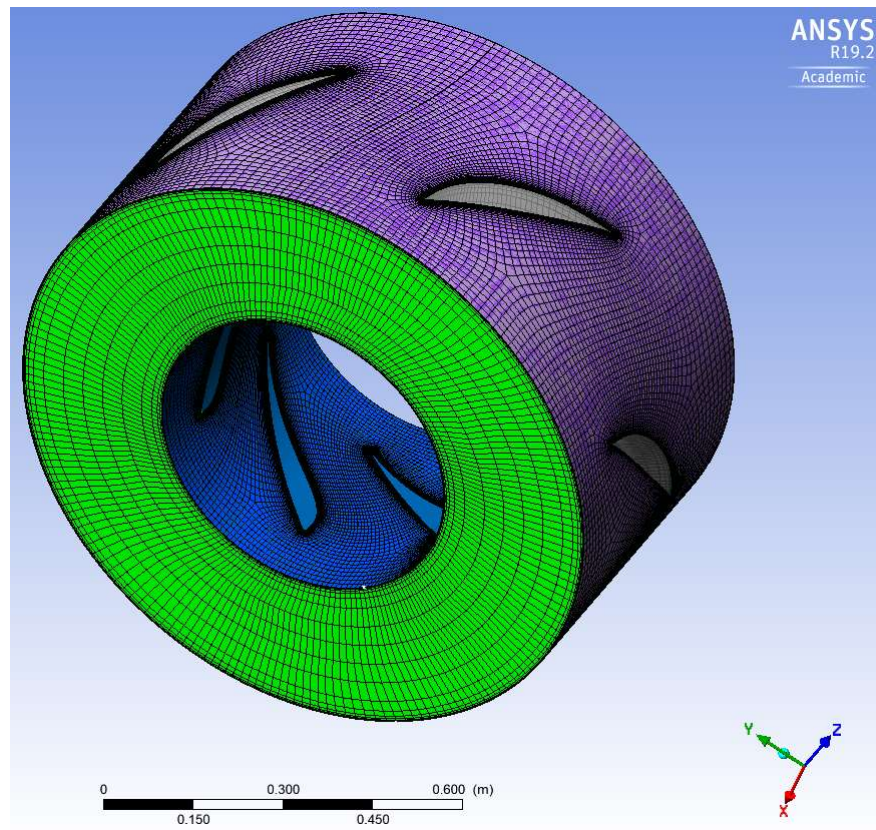


Figura 6.33 mallado del modelo formado solo por el passage main.

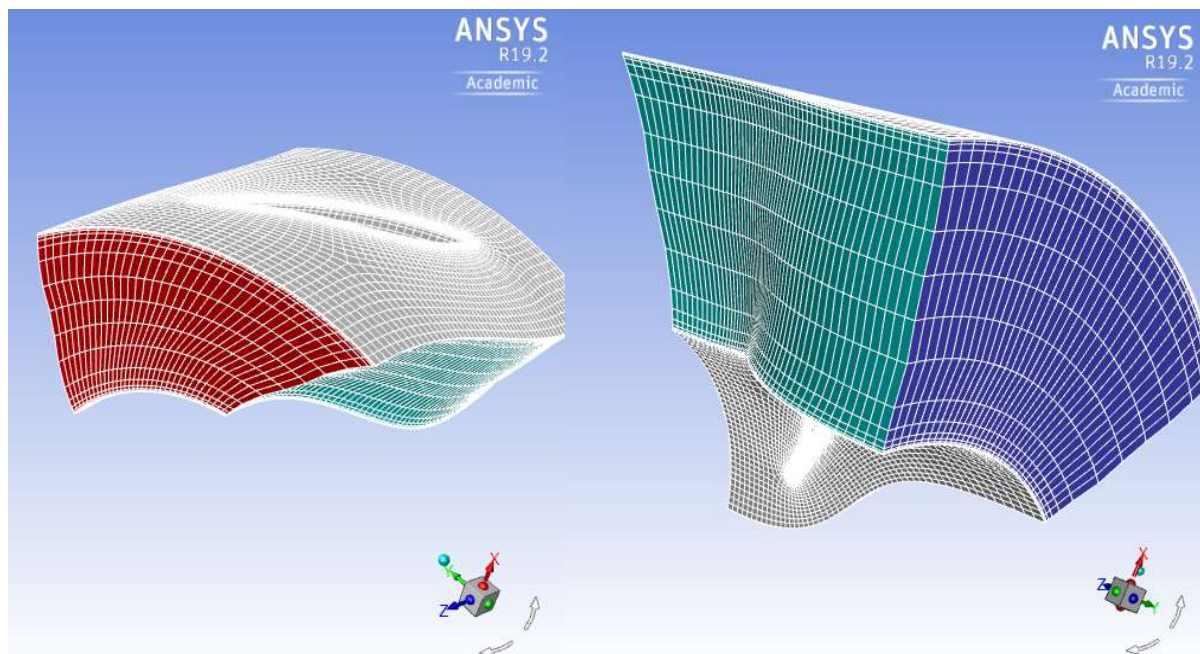


Figura 6.34 Modelo formado solo por el passage main en Fluent con las condiciones de contorno aplicadas.

Al ser un modelo diferente, el punto de trabajo también será diferente, pero se ha tratado de ajustar el valor de los ángulos con curvas de Bézier de manera muy



similar a el modelo anterior. Aun así, se verá que el rendimiento es menor que el sistema anterior al no tener una salida donde recuperar parte de la altura, ya que si la salida es más grande (como es el caso de los tubos de aspiración) se genera una depresión a la salida de los alabes que mejora el rendimiento del rodete ya que aspira el fluido que entra al rodete hacia la salida. Se tantea por lo tanto sobre los valores calculados con anterioridad y se realizan sucesivas simulaciones manteniendo igual que con el otro modelo las revoluciones de la turbina constantes a un valor de 350 rpm.

Se obtienen los siguientes resultados y se grafican como en casos anteriores.

Revoluciones (rpm)	Caudal (m ³ /s)	Rendimiento
350,72	5,1	91,176
350,72	5,5	88,16
350,72	6	84,542
350,72	8	61,888
350,72	10	51,637

Tabla 6.3 Resultados Rendimiento-Caudal del modelo sin región de entrada y salida.

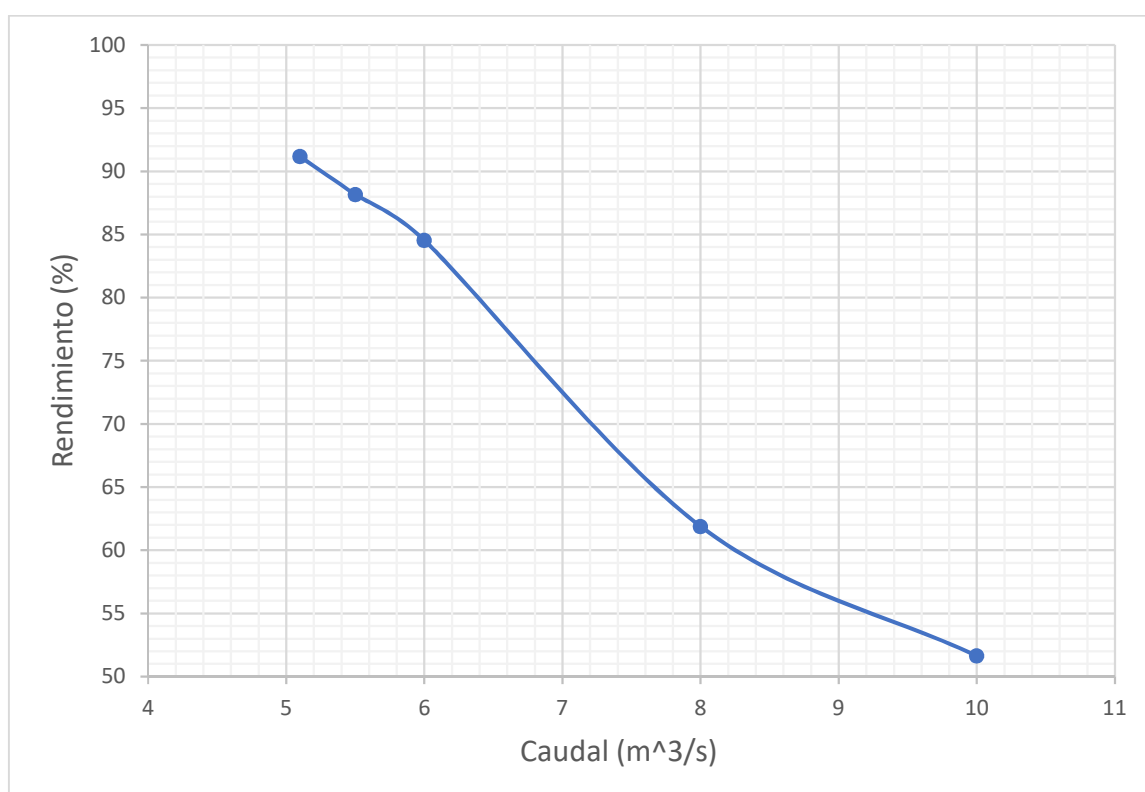


Figura 6.35 Gráfica Rendimiento-Caudal del modelo sin región de entrada y salida.



Al igual que antes, el siguiente paso es el de mantener constante el caudal de entrada (o flujo masico), se toma como fijo el valor de 6 metros cúbicos por segundo y variar la velocidad angular del rodete para ver cómo evoluciona el rendimiento. El rendimiento varía de la siguiente forma:

Revoluciones (rpm)	Caudal (m ³ /s)	Rendimiento
390	6	89,454
370	6	86,432
350	6	84,542
330	6	78,003
310	6	71,394
290	6	67,024

Tabla 6.4 Resultados Rendimiento-Velocidad angular del modelo sin región de entrada y salida.

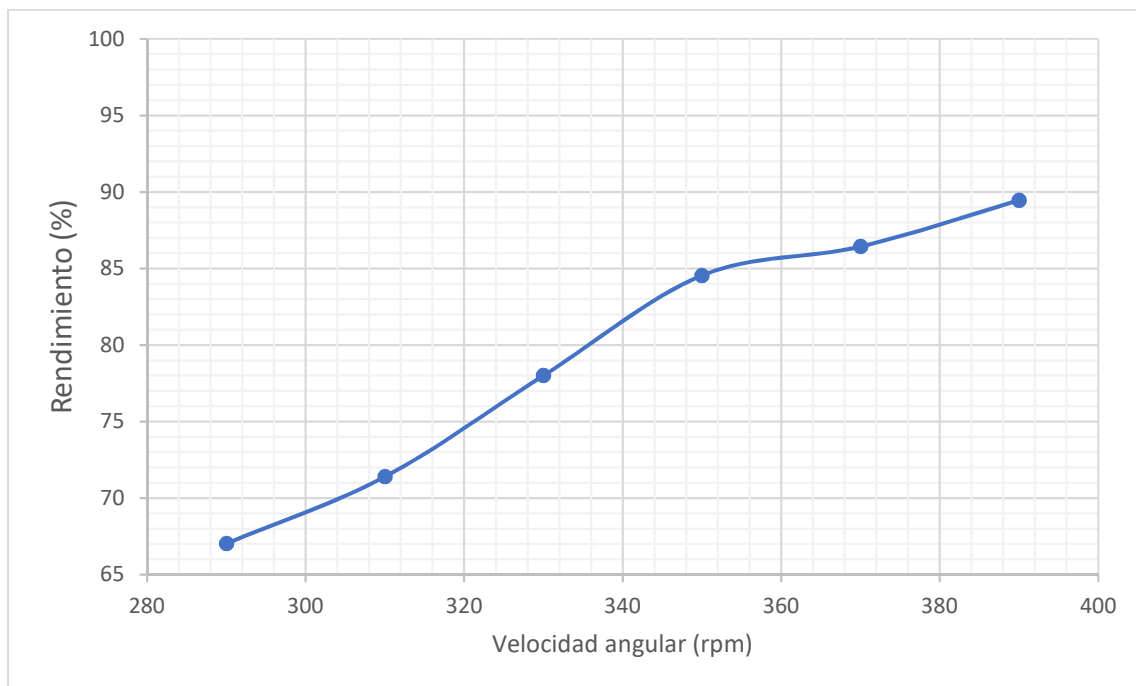


Figura 6.36 Gráfica Rendimiento-Revoluciones del modelo sin región de entrada y salida.

Como última parte del trabajo se realizan sucesivas simulaciones dejando fijo el caudal entrante y la velocidad de giro del rodete en los valores fijados en las otras pruebas, es decir 6 metros cúbicos por segundo y 350 rpm. El parámetro que se variará en estas simulaciones es el número de álabes de cada rodete. Se tendrá que cambiar desde Bladegen el número de álabes a partir del mismo modelo, conservando la forma del perfil de estos. Posteriormente se realiza con Turbogrid el mallado de cada modelo y se analiza cada caso con la metodología expuesta

anteriormente e introduciendo en las expresiones el valor del número de álabes de cada caso, aunque como va a ir multiplicando y dividiendo al final a la hora del resultado es indiferente, pero para ir teniendo los demás valores disponibles para identificar posibles errores en el proceso de cálculo en caso de encontrar valores extraños.

Los resultados de las simulaciones son los siguientes:

Número de álabes	Rendimiento
2	48,367
4	64,875
6	84,542
8	90,008
10	94,586

Tabla 6.5 Resultados Rendimiento-Número de álabes del modelo sin región de entrada y salida.

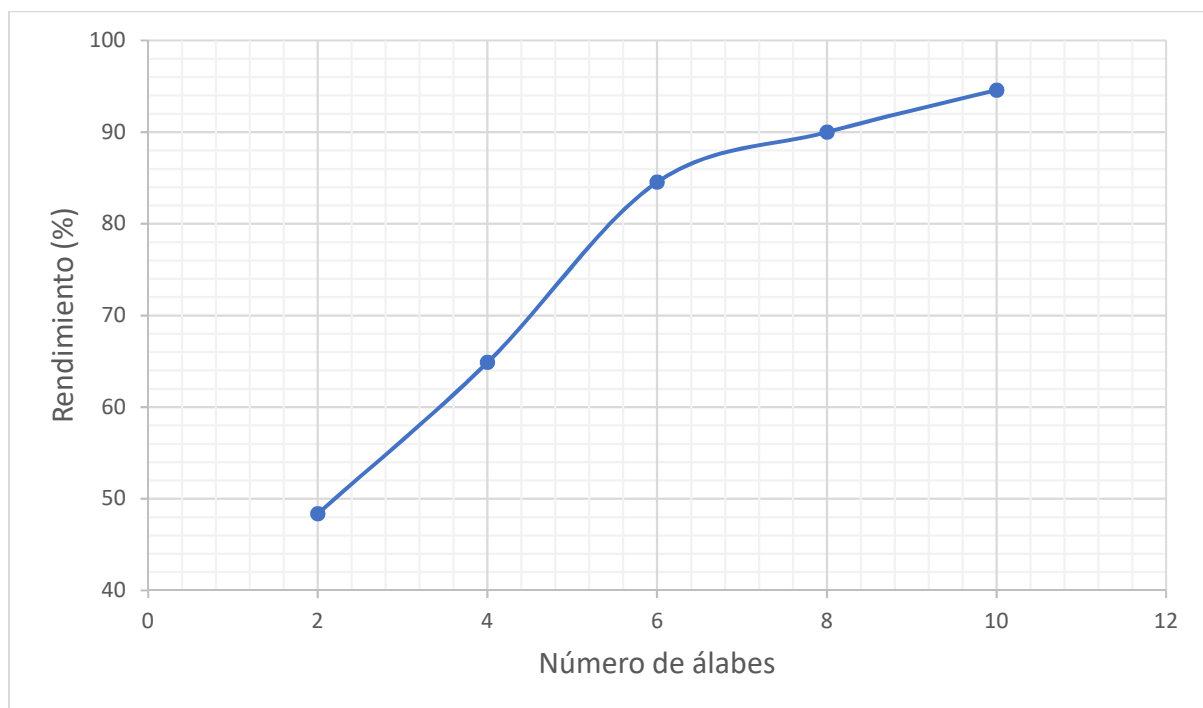


Figura 6.67 Gráfica Rendimiento-Número de álabes del modelo sin región de entrada y salida.

6.5 Resultados

Como se puede observar en ambos modelos un aumento del caudal a igualdad de velocidad angular en el rodete produciría un descenso del rendimiento. Esto puede ser porque la potencia hidráulica aumenta mucho y no se consigue aprovechar en



forma de una rotación más rápida (más energética) en el rodete debido a la forma del álabe. Es decir, debido a la forma del alabe no se produce suficiente par (no aumenta tanto como lo hace la potencia hidráulica) como resultado se da un menor rendimiento de la turbina.

El otro análisis que se ha realizado es mantener el caudal de entrada fijo (o flujo masico debido a que se está trabajando con un fluido no compresible) y se ve que la tendencia en ambos modelos es la misma, que es la de aumentar el rendimiento al aumentar la velocidad de giro del rodete. Esto se deberá a que al mantenerse constante la potencia hidráulica del fluido, lo que aumentará en este caso es la potencia en el eje al multiplicar el par generado por esta velocidad en aumento. Este aumento se dará hasta que el par empiece a disminuir más rápido de lo que aumenta la velocidad de rotación del rodete debido a que el cambio de velocidad con la forma del alabe no logre producir suficiente par para mantener el rendimiento. En ambos modelos parece que ese valor no está muy lejos del ultimo calculado, de todas formas, se puede apreciar bien la tendencia. De todas formas, hay que tener cuidado si hay algún desequilibrio en el rotor pues al aumentar la velocidad de rotación para mejorar un poco el rendimiento, se podrían producir unas cargas dinámicas que no puedan soportar los cojinetes del rotor.

Como ya se ha explicado antes de obtener los resultados en el modelo 2 el rendimiento es más bajo a igualdad de condiciones (sobre todo si los álabes fuesen exactamente iguales) porque no hay una salida que permita crear una depresión para que aspire el fluido al rodete.

Por último, se ha variado en el segundo modelo el número de alabes en el rodete, viendo como a menor número de alabes el rendimiento disminuye. Entre 2 y 6 alabes el salto es bastante grande mientras que la tendencia indica que en adelante el crecimiento del rendimiento va siendo menor hasta que teóricamente haya tantos alabes que obstaculicen la entrada de fluido y el rendimiento baje.

Además de calcular los rendimientos también se han obtenido en ambos modelos contornos de presiones y velocidades procedentes de las resoluciones en las diferentes zonas de los modelos. Se dejan a continuación algunos de los perfiles de velocidades y presiones obtenidos. Una posible continuación de trabajo podría ser la de analizar mediante elementos finitos los alabes de la turbina y su unión con el rodete ya que se han obtenido los perfiles de presión a los que estaría

sometido en cada caso, para obtener las tensiones también computacionalmente en el modelo sólido en este caso.

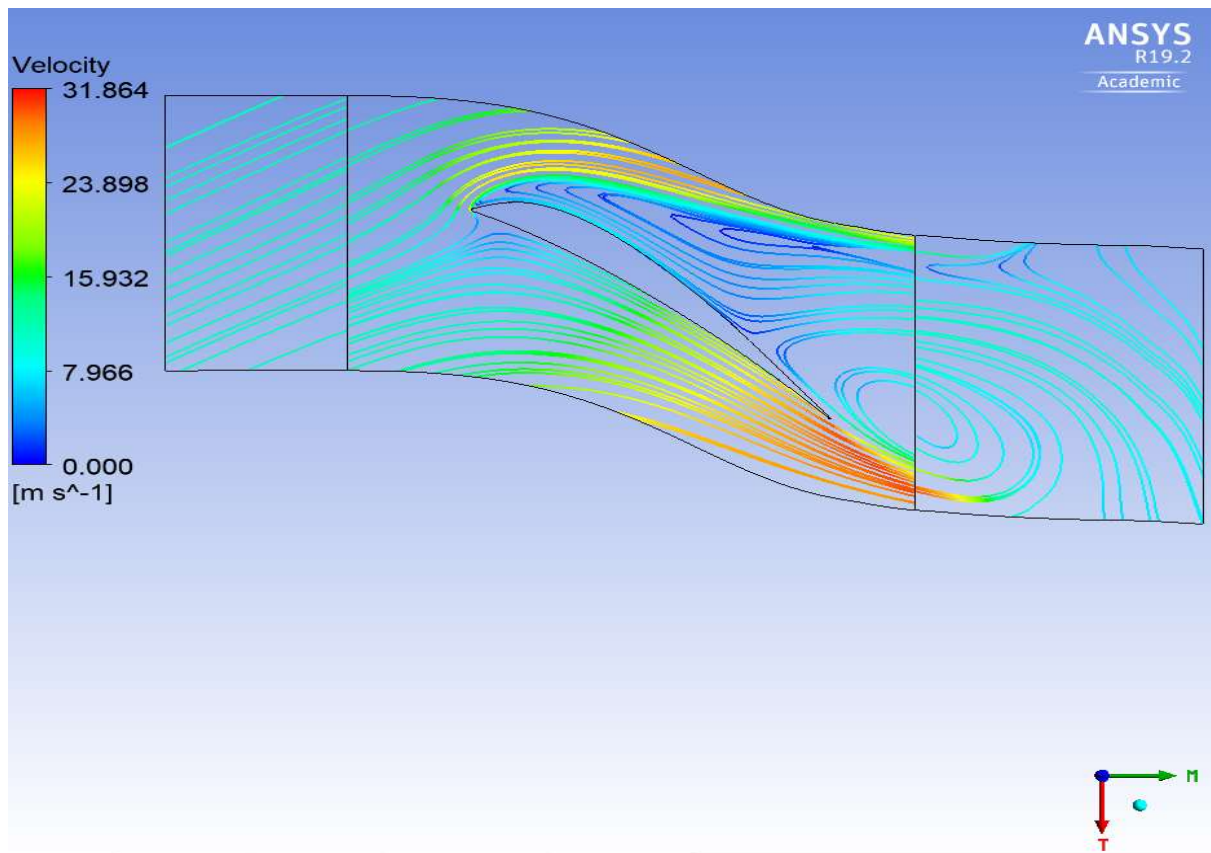


Figura 6.68 Perfil de velocidades en el modelo 1 en span 0,1.

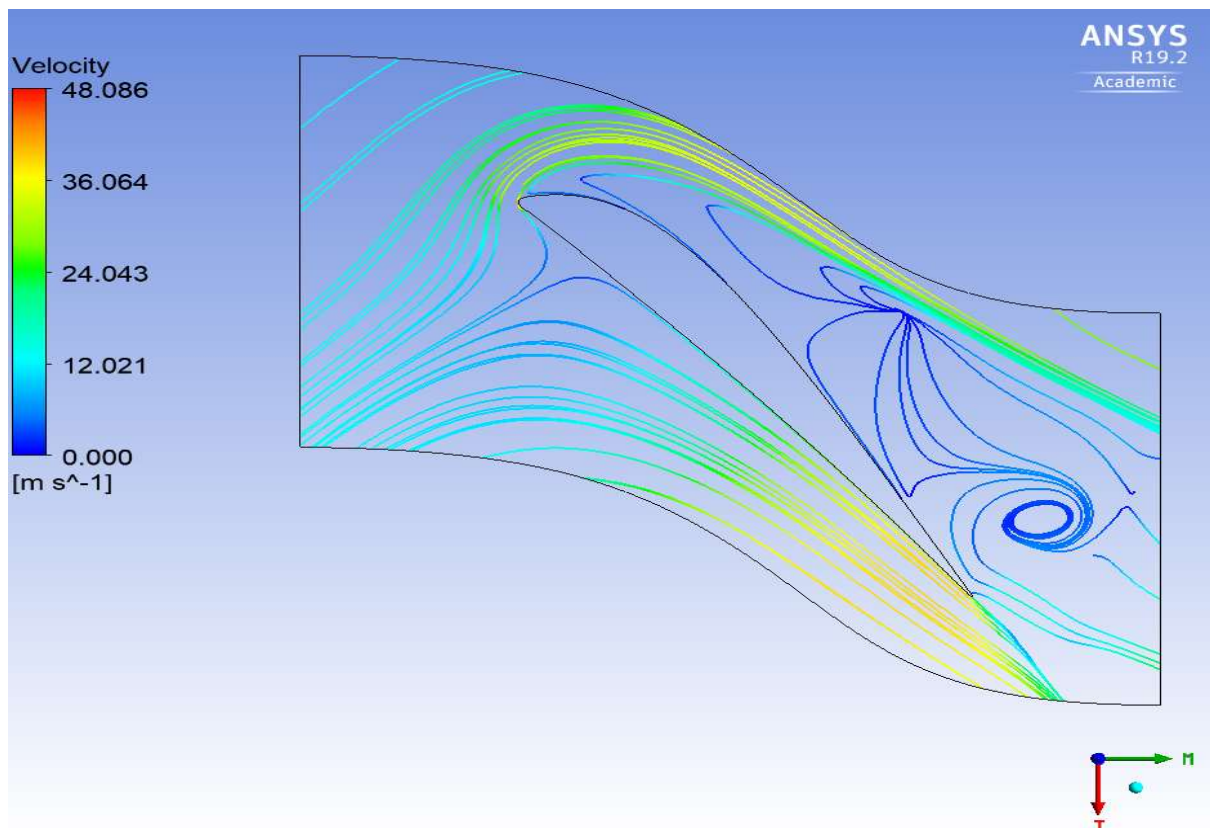


Figura 6.69 Perfil de velocidades en el modelo 2 en span 0,1.

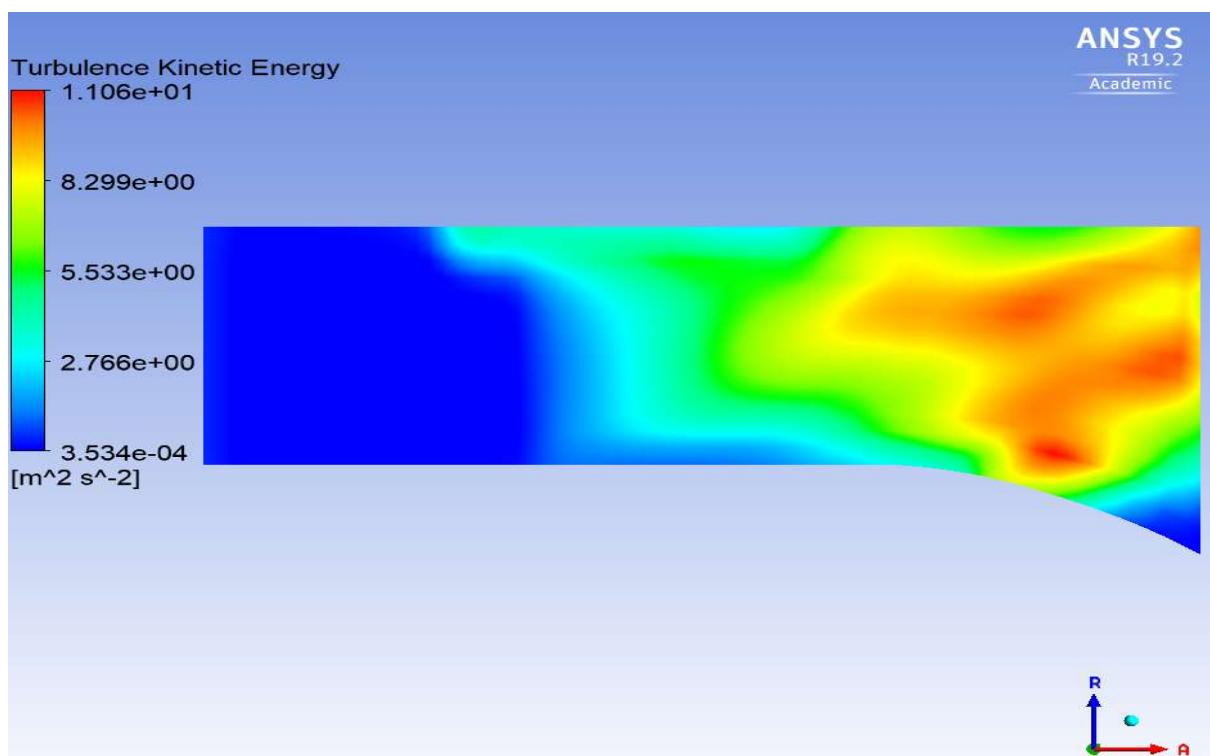


Figura 6.70 Energía cinética turbulenta en el modelo 1.

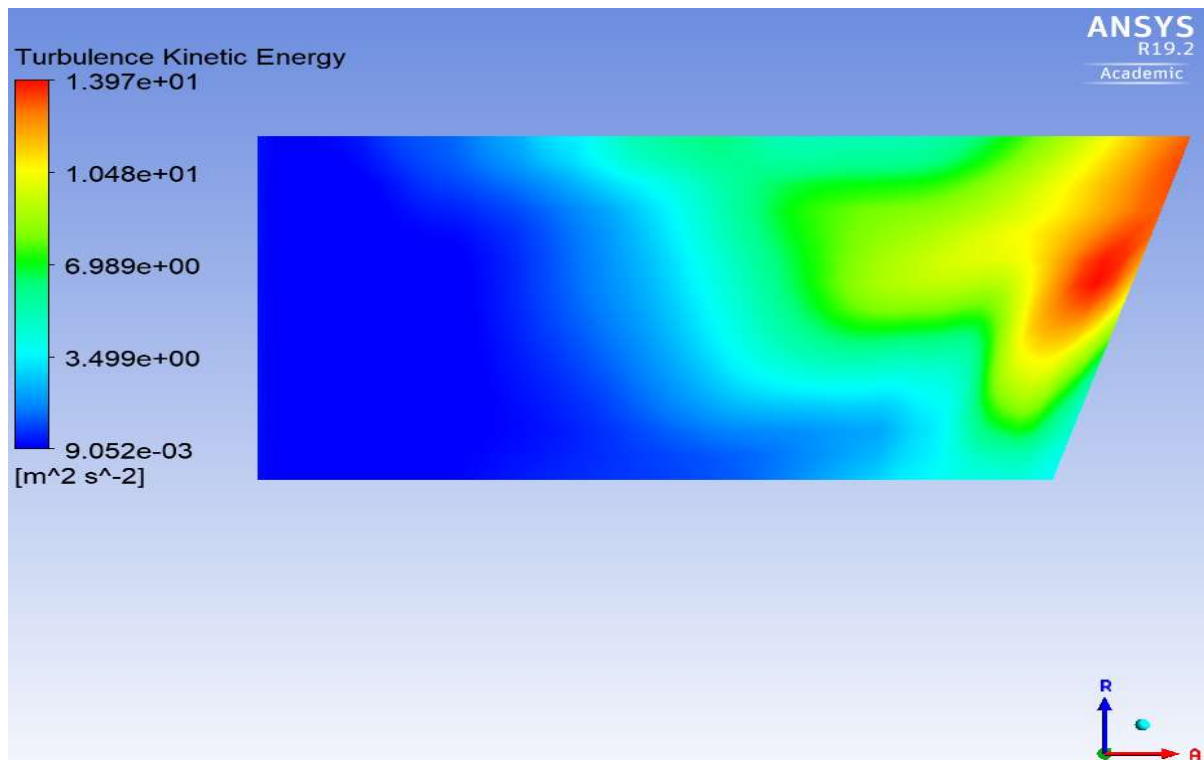


Figura 6.71 Energía cinética turbulenta en el modelo 2.

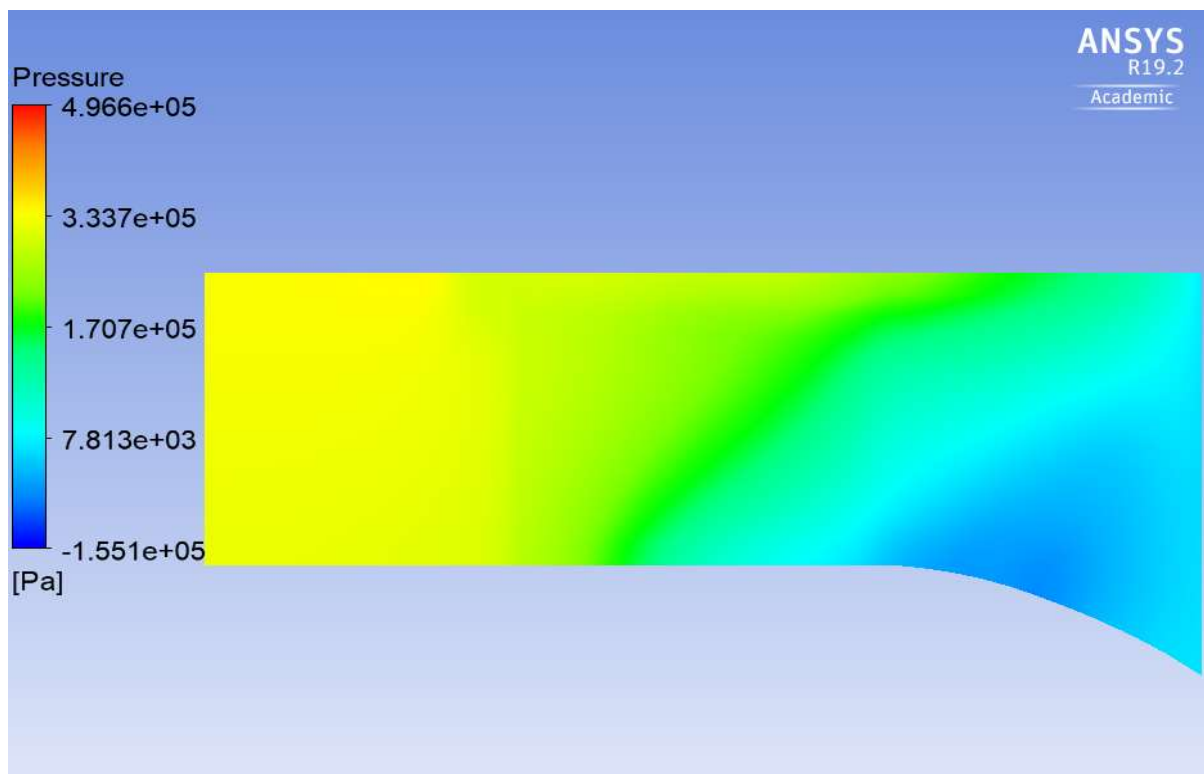


Figura 6.72 Presión en vista meridional en el modelo 1.

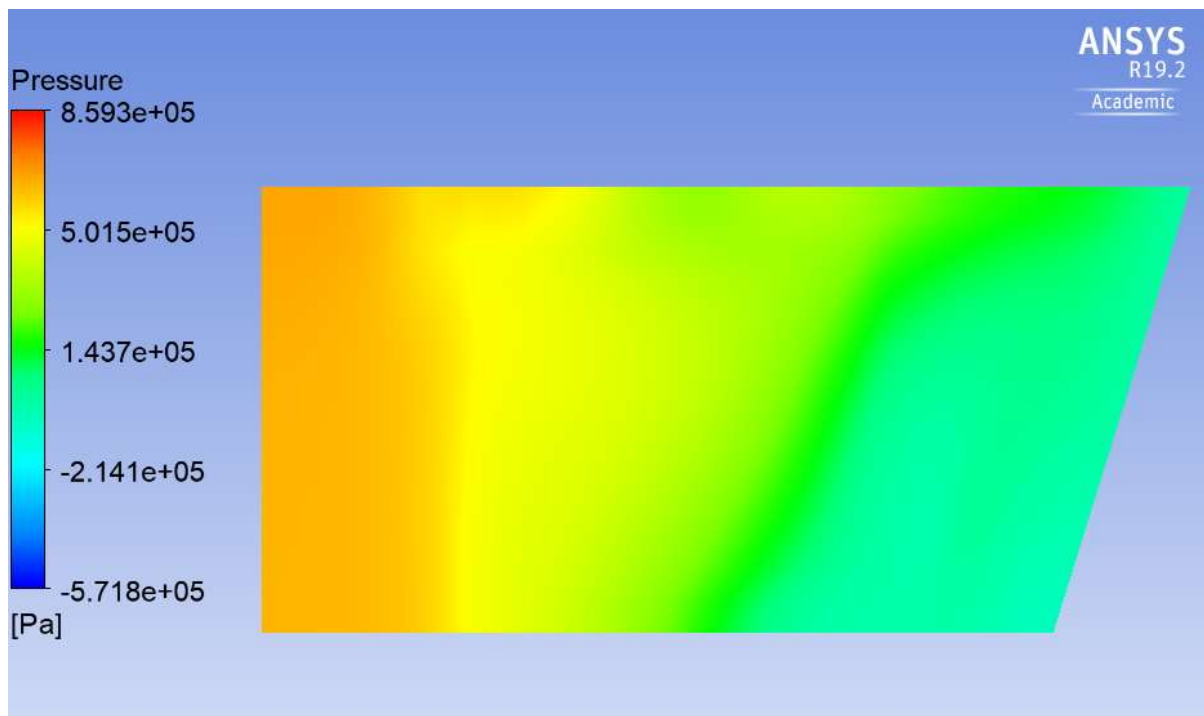


Figura 6.72 Presión en vista meridional en el modelo 2.

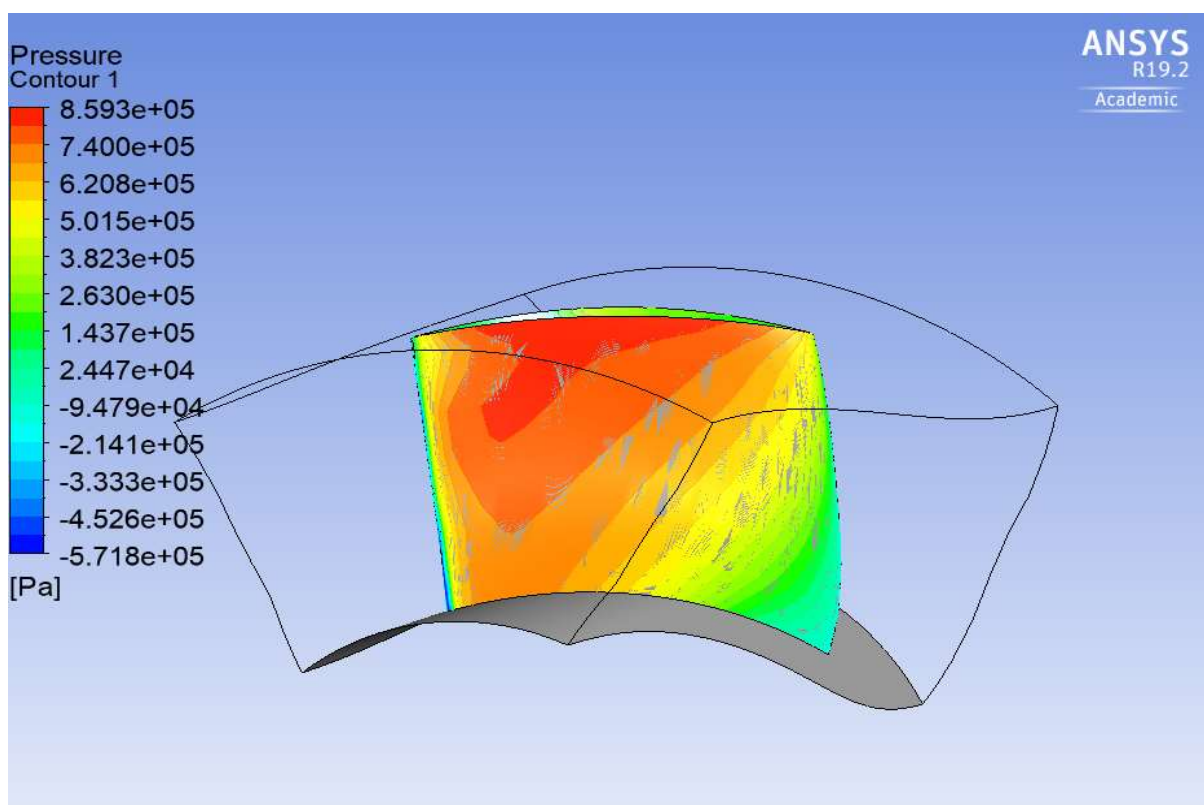


Figura 6.73 Presión en el álabe en el modelo 1.

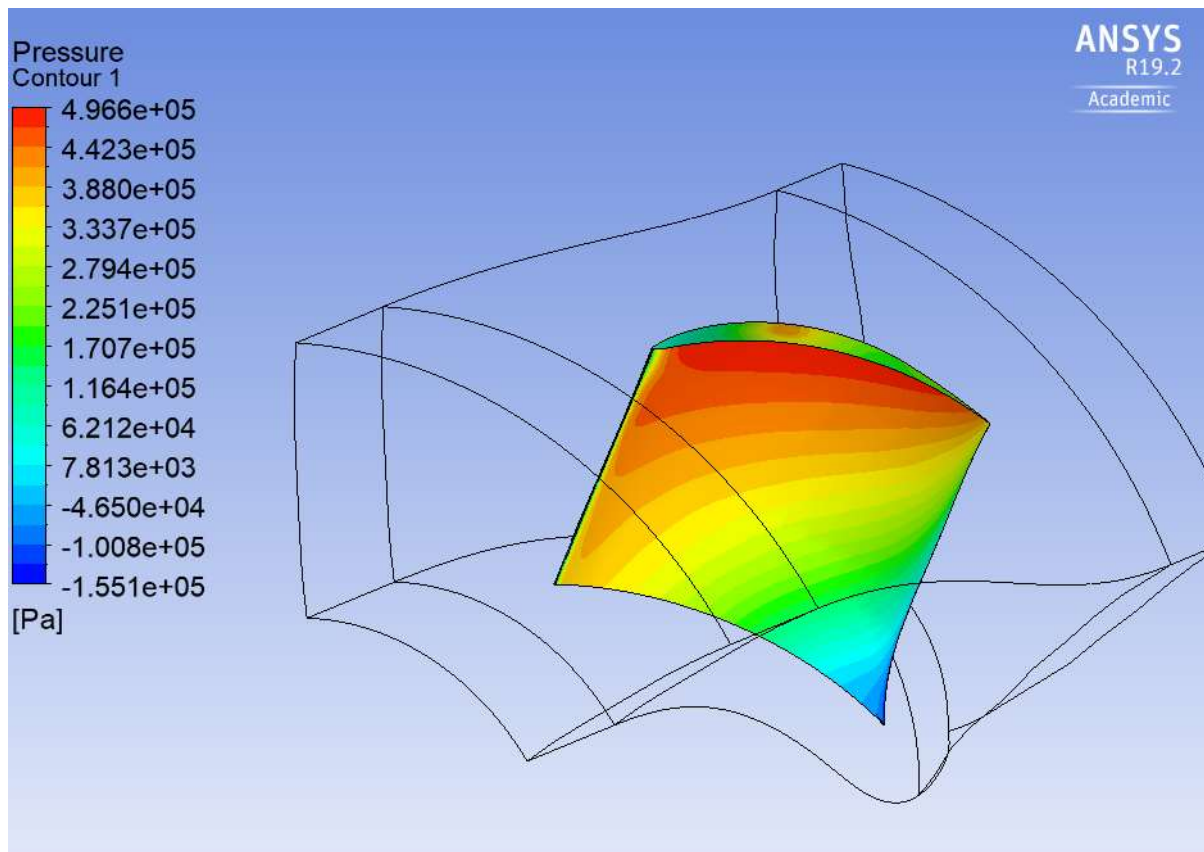


Figura 6.74 Presión en el álabe en el modelo 2.

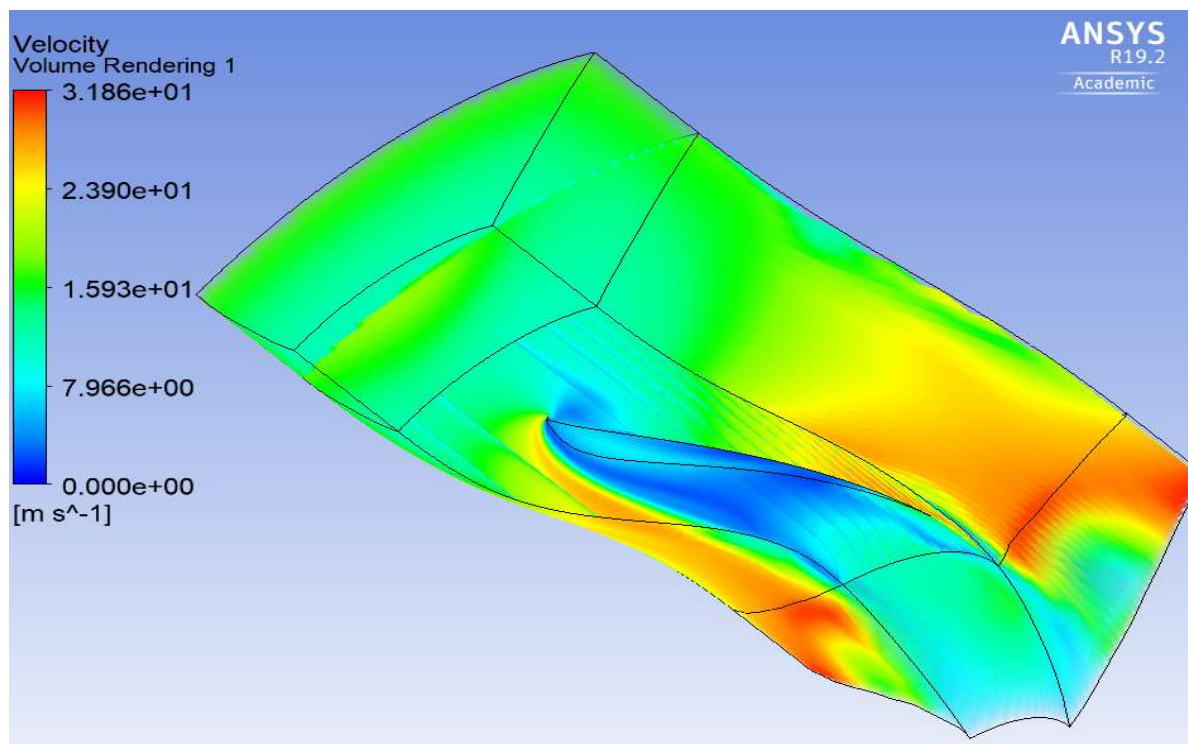


Figura 6.75 Velocidad relativa en el alabe en el modelo 1.

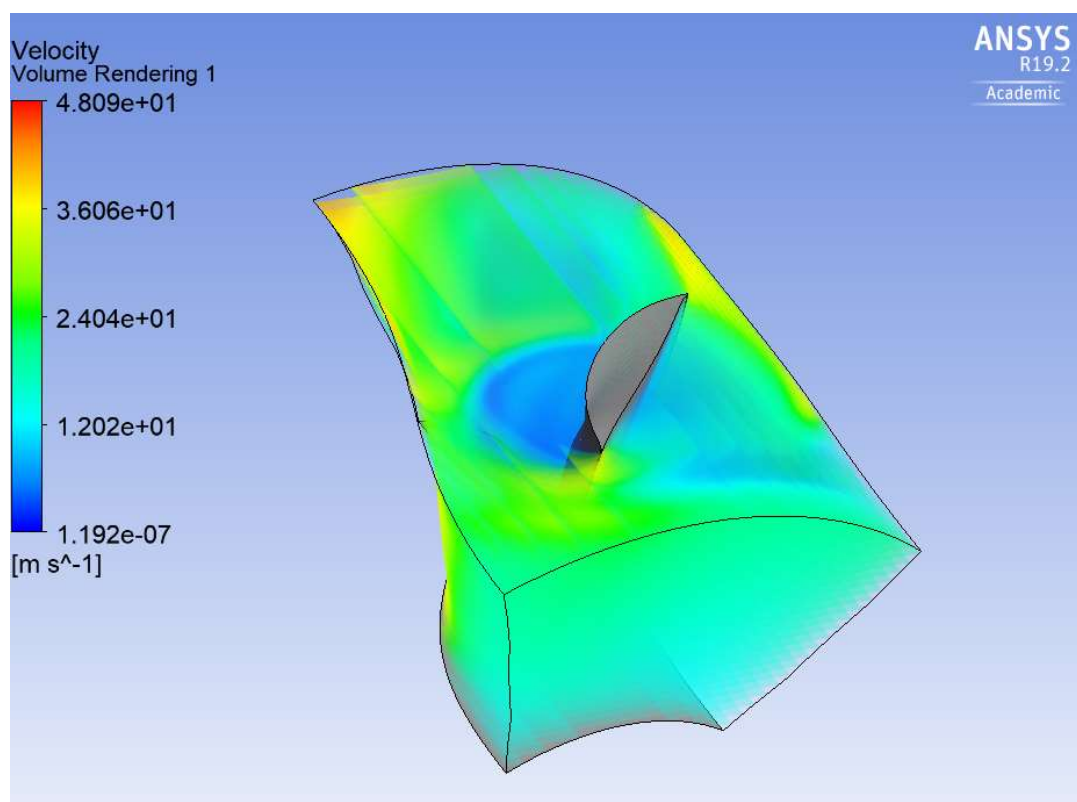


Figura 6.76 Velocidad relativa en el alabe en el modelo 2.



7 Conclusiones

Los análisis de dinámica de fluidos computacional nos permiten con cierta velocidad y de forma bastante barata (en comparación con métodos experimentales) obtener resultados bastante precisos. Permite que el número de experimentos se reduzca considerablemente, abaratando costes y sobre todo tiempo. Claro que no puede sustituir del todo a los experimentos, ya que son necesarios los resultados de estos como medida de retroalimentación a los modelos de cálculo computacional, para asegurarse que el cálculo y el sistema es correcto, así como permitiendo corregir suposiciones tomadas en el proceso de cálculo que pueden no ser tan ciertas como se estimaba en un primer momento.

Presenta una gran versatilidad, ya que el rango de aplicación de este método de cálculo es muy grande. La dinámica de fluidos computacional está creciendo en importancia tanto en la producción como en la investigación, debido a su utilidad en diferentes sectores como por ejemplo en aerodinámica en aviación y automoción, hidrodinámica de embarcaciones, plantas de producción de energía mediante procesos de combustión, sistemas de refrigeración de dispositivos eléctricos y electrónicos, procesos químicos, como la mezcla y separación de sustancias, ingeniería biomédica, y en el turbomáquinas que es el caso de este trabajo.

Gracias entonces a la dinámica de fluidos computacional se pueden diseñar y mejorar centrales hidráulicas, que son una forma de obtener energía bastante limpia, con esta ayuda permitiendo si se fomenta esta forma de obtención de energía reducir el uso de combustible fósiles.

En este trabajo se ha podido analizar la eficiencia de los rodets de turbinas hidráulicas de flujo axial en diferentes situaciones. En un primer modelo se han realizado diferentes simulaciones manteniendo la velocidad de giro del rodete y variando el caudal de entrada y viendo cómo afecta esto a rendimiento. También se ha analizado el caso contrario en el que se mantiene constante el caudal y se varía la velocidad de giro del rodete en cada simulación para ver el efecto en el rendimiento también. El segundo modelo consiste en un rodete en el que no se ha generado la salida de este, no permitiendo que se cree una depresión a la salida



de los álabes como en el caso anterior, y se ha observado como el rendimiento era menor. En este segundo modelo se han realizado los análisis de caudal y velocidad angular manteniendo uno constante y variando el otro como en el caso anterior para ver el efecto en la eficiencia, pero además se ha ido variando el número de álabes que forman el rodete para ver la tendencia del rendimiento con el mismo caudal y velocidad de rotación.



8 Anexo I Cálculos

Es este apartado se va a proceder al cálculo de las dimensiones de la turbina partiendo de los datos de la central de Selga de Ordás en León. Para esto es de importancia toda la teoría expuesta anteriormente sobre las turbomáquinas y su funcionamiento. Estos cálculos sirven para definir el rodete (y otras partes de la turbina) para luego partir de algunos de estos cálculos como punto de inicio analizar este rodete con dinámica de fluidos computacional, variando parámetros para ver su influencia sobre el funcionamiento de la turbina.

8.1 Cálculo de la Potencia

Los valores del caudal y altura que abastecen a la maquina son los datos de los que partirán los cálculos. Estas magnitudes son indicadoras del aprovechamiento hidráulico de características similares, permitiéndonos calcular el valor mínimo de puesta en red.

El caudal y la altura son los siguientes:

$$Q = 6m/s$$

$$H_n = 8,5m$$

Además, se tomarán los siguientes valores de g y densidad del agua.

$$\rho = 1000kg / m^3$$

$$g = 9,81 m/s^2$$

La potencia teórica de la turbina para este salto hidráulico:

$$P_{teo} = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_n = 8,5 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 8,5 = 500310W = 500,31kW \quad (8.1)$$

La potencia instalada en la central es:

$$P = 450kw$$

Pero claro, hay que considerar que van a haber pérdidas en la maquinaria y se debe satisfacer esa potencia como mínimo. Se considerará el valor de los



rendimientos eléctricos de 0,96. Esta consideración es necesaria para asegurar una potencia mínima generada.

$$\eta_{elec} = 0,96$$

Se puede calcular entonces la potencia que necesita el transformador para cumplir con la potencia instalada, es decir, la potencia útil.

$$P_u = \frac{P}{\eta_{elec}} = 468,75kW \quad (8.2)$$

Además, hay que considerar las pérdidas por rozamiento mecánico que se dan en las turbomáquinas. Estas pérdidas son altas y se estiman en torno al 6%. Resultando entonces una potencia interna obviamente superior a la potencia útil debido a estas pérdidas por rozamiento mecánico estimadas.

$$P_{int} = P_u + P_u \cdot 0,06 = 468,75 \cdot 1,06 = 496,875kW \quad (8.3)$$

Una vez se conocen estas potencias para los mínimos exigidos, se puede proceder a la carnetización de la turbina.

8.2 Cálculo del Rodete

Es estos cálculos se usará la ecuación de Euler para turbomáquinas, descrita en la teoría de esta memoria. Gracias a esta ecuación se pueden definir los ángulos de salida y entrada, así como las velocidades de operación para luego conocer los ángulos en cada sección. Con este procedimiento podemos obtener un esquema de los ángulos, pero al usar la teoría de alabes infinitos, es decir considerar infinitos alabes en el rodete, por lo que se definirá más en profundidad el rodete en apartados siguientes.

Hay una serie de restricciones de diseño que debemos considerar como lo es la relación geométrica entre radios.

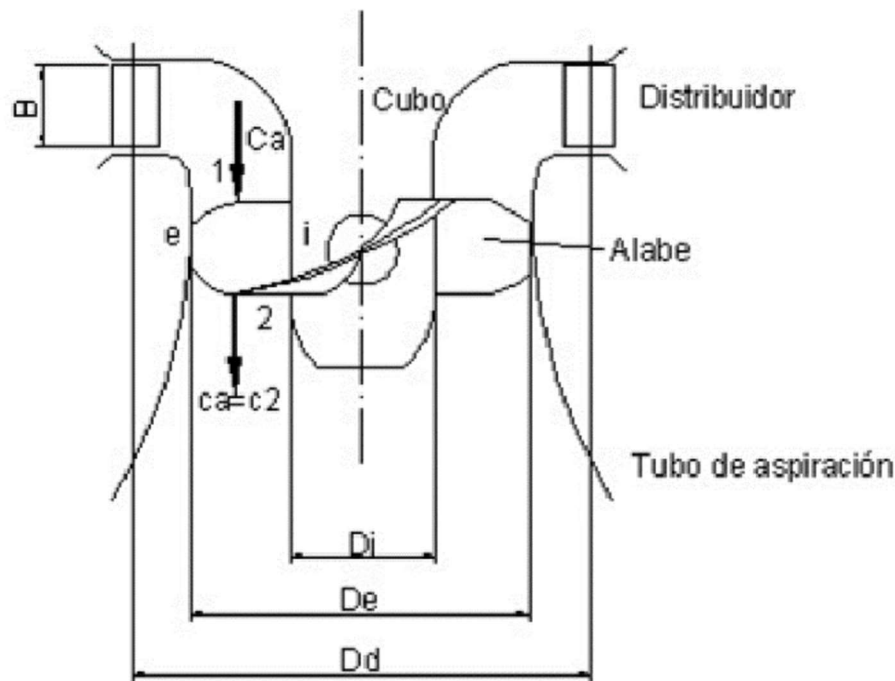


Figura 7.1 esquema de una turbina Kaplan y algunos de sus parámetros geométricos.[22]

Según Adolph y F. Schweiger, la relación geométrica entre diámetros varía entre 0,35 y 0,67 dependiendo del número de revoluciones específicas.

Se va a asumir el valor de 0,5 en esta relación geométrica.

$$v = \frac{D_i}{D_e} = 0,5 \quad (8.4)$$

Otra restricción será el coeficiente de proporcionalidad entre la energía cinética y la energía de presión. Se asume el siguiente valor para este coeficiente de proporcionalidad:

$$\xi = 0,4$$

La velocidad absoluta del fluido a la entrada depende de esta relación entre la energía de presión y la cinética, por lo que se puede calcular de la siguiente forma:

$$c_1 = \sqrt{2g(H_n - (H_n\xi))} = 10,003m/s \quad (8.5)$$



Como ya se ha explicado en la teoría de turbinas Kaplan, el ángulo alfa de salida se quiere que tenga el valor de 90° por lo que la velocidad absoluta de salida del fluido es igual a su proyección sobre la dirección axial, al ser paralela a esa dirección.

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= 90^\circ \\ c_{2m} &= c_2\end{aligned}\tag{8.6}$$

También, al tratarse de una turbina axial y desplazarse el fluido sin una componente radial, la velocidad tangencial u tanto de la salida como de la entrada tendrán el mismo valor.

$$u = u_1 = u_2\tag{8.7}$$

La velocidad tangencial óptima se da cuando con el valor de un 50% mayor que la velocidad debida a la expresión de la velocidad absoluta máxima del aprovechamiento.[22]

$$u \approx k_u \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} = 1,5 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 8,5} = 19,371 \text{ m/s}\tag{8.8}$$

A partir de la potencia útil y sabiendo que la proyección de velocidad absoluta sobre la dirección tangencial, al ser el ángulo alfa que forma la velocidad absoluta del fluido con la velocidad radial del rodete de 90° , se puede despejar el coseno de alfa para una vez tener ese valor, obtener el valor de α_1 .

$$P_u = Q\rho\omega(r_1c_{1u} - r_2c_{2u}) = Q\rho\omega r_1c_{1u} = Q\rho c_1 \cos\alpha_1\tag{8.9}$$

$$\cos\alpha_1 = \frac{P_u}{Q\rho u c_1} = 0,40319\tag{8.10}$$

Entonces:

$$\alpha_1 = 66,22^\circ\tag{8.11}$$

Con el valor del ángulo alfa en la entrada, siendo el caudal el producto de la superficie por la velocidad del fluido que entra perpendicularmente a la superficie, se puede poner la expresión en función del diámetro o el radio (tanto interior como exterior teniendo en cuenta la restricción que se ha supuesto de 0,5 en la relación de estos parámetros) y al tener todos los valores despejar y resolver uno de estos parámetros.

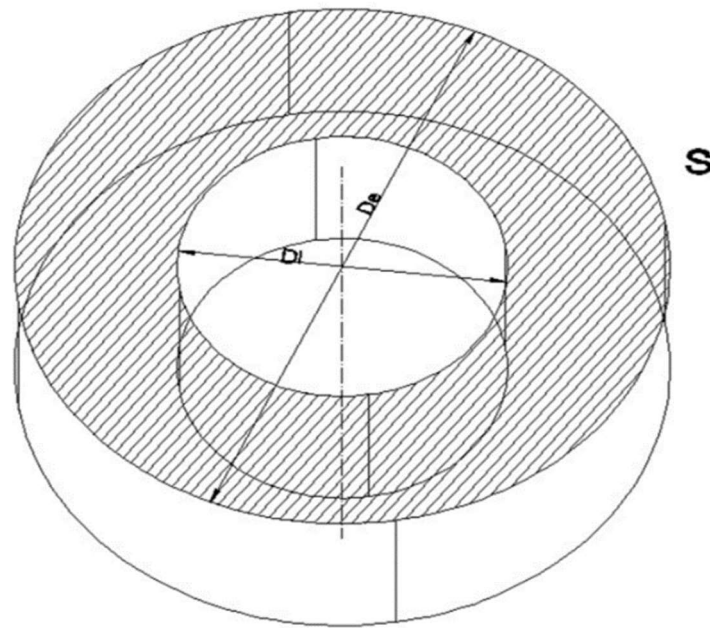


Figura 7.2 Sección de entrada en el rodete [23]

$$Q = S \cdot c_{1m} = \left(\pi \cdot \left(\frac{D_e}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_i}{2} \right)^2 \right) c_{1m} = \left(\pi \left(\frac{D_e^2}{4} - \frac{D_e^2 \cdot v^2}{4} \right) \right) c_{1m} \quad (8.12)$$

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{(1 - v^2) \pi c_1 \sin \alpha_1}} = 1,0549m \quad (8.13)$$

Con lo que el diámetro interno y los radios son:

$$D_i = 0,5274m \quad (8.14)$$

$$R_e = 0,5274m \quad (8.15)$$



$$R_i = 0,2637m \quad (8.16)$$

Se puede calcular la velocidad relativa la dirección radial así:

$$w_{1u} = u - c_{1u} = u - c_1 \cos \alpha_1 = 15,3378m/s \quad (8.17)$$

Suponiendo

$$c_2 = c_{2m} = c_{1m} \quad (8.18)$$

Se pueden calcular las proyecciones de la velocidad absoluta del fluido a la entrada al rodete de la turbina.

$$c_{1m} = w_{1m} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 9,154 m/s \quad (8.19)$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 4,033m/s \quad (8.20)$$

Por medio del teorema de Pitágoras se calcula la velocidad relativa 1 y 2.

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 - u^2} = 17,86m/s \quad (8.21)$$

$$w_2 = \sqrt{c_2^2 - u^2} = 21,42m/s \quad (8.22)$$

Para calcular Beta se usan los triángulos de velocidades.

$$\tan(\beta_1) = \frac{c_{1m}}{w_{1u}} = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_{1u}} \quad (8.23)$$

$$\tan(\beta_2) = \frac{c_2}{u} \quad (8.24)$$

Despejando de ahí β_1 y β_2 .

$$\beta_1 = 30,83^\circ \quad (8.25)$$



$$\beta_2 = 25,29^\circ \quad (8.26)$$

Por último, se calcula la velocidad angular con la velocidad u del fluido y el diámetro exterior. Después se puede poner esta velocidad angular en rad/s, y con este valor calcular la velocidad específica de caudal o número de Brauer.

$$\omega = \frac{u}{r_e} = 36,727 \text{ rad/s} \quad (8.27)$$

$$n = \frac{\omega \cdot 60}{2\pi} = 350,717 \text{ rpm} \quad (8.28)$$

$$n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 172,57 \text{ rpm} \quad (8.29)$$

8.3 Cálculo del perfil de los álabes.

El objetivo ahora es conocer la geometría de los álabes y sus diferentes secciones. Para ello se toman 5 secciones igualmente espaciadas desde el diámetro interior al exterior, del que ya se han calculado algunos parámetros. Se procede a calcular los triángulos de velocidades en cada una de las secciones. Después de calcular los parámetros de estas secciones se podrá pasar a usar la teoría de persianas para calcular entre otras cosas el número óptimo de álabes.

Se indicará la sección de la cual se estará calculando el parámetro que sea con i para la sección interior, 1, 2, 3, y por último e para la sección exterior.

Datos calculados del rodete:



$$D_e = 1,0549m$$

$$D_i = 0,5274m$$

$$\alpha_{1e} = 66,22^\circ$$

$$\alpha_{2e} = 90^\circ$$

$$c_{1e} = 10,003 \frac{m}{s}$$

$$u_e = 19,371m / s$$

$$\beta_{1e} = 30,83^\circ$$

$$\beta_{2e} = 25,29^\circ$$

$$\omega = 36,727rad/s$$

Este valor de velocidad angular tiene que ser constante ya que la turbina está conectada a un alternador que necesita unas revoluciones por minuto constantes.

Se calculan las 5 secciones intermedias equidistantemente:

$$r_i = D_i/2 \quad (8.30)$$

$$\Delta r = \frac{D_e - D_i}{2 \cdot 5} = 0,0659m \quad (8.31)$$

Luego:

$$r_i = 0,2637m \quad (8.32)$$

$$r_1 = r_i + \Delta r = 0,3296m \quad (8.33)$$

$$r_2 = r_i + 2\Delta r = 0,3956m \quad (8.34)$$

$$r_3 = r_i + 3\Delta r = 0,4615m \quad (8.35)$$



$$r_e = 0,5274m \quad (8.36)$$

Como ya se ha explicado en el apartado anterior.

$$u = u_1 = u_2 \quad (8.37)$$

Como se sabe que la velocidad angular tiene que ser constante, se calcula las velocidades tangenciales a la entrada.

$$u_{1i} = \omega \cdot r_i = 9,6855m / s \quad (8.38)$$

$$u_{11} = \omega \cdot r_1 = 12,1068m / s \quad (8.39)$$

$$u_{12} = \omega \cdot r_2 = 14,5282m / s \quad (8.40)$$

$$u_{13} = \omega \cdot r_3 = 16,9496m / s \quad (8.41)$$

$$u_{1e} = \omega \cdot r_e = 19,3709m / s \quad (8.42)$$

Para calcular la componente de la velocidad absoluta en la dirección de u , es decir la tangencial, se parte en cada sección de la expresión del rendimiento hidráulico, que es la siguiente.

$$\eta_h = \frac{H_u}{H_n} = \frac{(u_{1e}c_{1e} - u_{2e}c_{2e})}{gH_n} \quad (8.43)$$

Teniendo en cuenta que:

$$\alpha_{2e} = 90^\circ \rightarrow c_{2ue} = 0 \quad (8.44)$$

$$c_{1ue} = 4,033 m/s$$

El rendimiento hidráulico queda:



$$\eta_h = 0,9369 \quad (8.45)$$

A partir de este dato se calcularán como se ha indicado las componentes de la velocidad absoluta en la dirección tangencial, o componentes acimutales de la velocidad absoluta del fluido.

$$c_{1ui} = \frac{\eta_h g H_n}{u_{1i}} = 8,0662 \text{ m / s} \quad (8.46)$$

$$c_{1u1} = \frac{\eta_h g H_n}{u_{11}} = 6,453 \text{ m / s} \quad (8.47)$$

$$c_{1u2} = \frac{\eta_h g H_n}{u_{12}} = 5,377 \text{ m / s} \quad (8.48)$$

$$c_{1u3} = \frac{\eta_h g H_n}{u_{13}} = 4,609 \text{ m / s} \quad (8.49)$$

$$c_{1ue} = \frac{\eta_h g H_n}{u_{1e}} = 4,0331 \text{ m / s} \quad (8.50)$$

Con estos valores y la velocidad de entrada del fluido en el rodete, se obtiene el ángulo alfa en la entrada para cada tramo.

$$\alpha_{1i} = \arccos\left(\frac{c_{1ui}}{c_{1e}}\right) = 36,257^\circ \quad (8.51)$$

$$\alpha_{11} = \arccos\left(\frac{c_{1ui}}{c_{1e}}\right) = 49,827^\circ \quad (8.52)$$

$$\alpha_{12} = \arccos\left(\frac{c_{1ui}}{c_{1e}}\right) = 57,481^\circ \quad (8.53)$$

$$\alpha_{13} = \arccos\left(\frac{c_{1ui}}{c_{1e}}\right) = 62,562^\circ \quad (8.54)$$



$$\alpha_{1e} = \arccos\left(\frac{c_{1ui}}{c_{1e}}\right) = 66,223^\circ \quad (8.55)$$

Se calcula el valor del ángulo beta a la entrada en cada tramo:

$$\beta_{1i} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{1i} - c_{1ui}}\right) = 79,969^\circ \quad (8.56)$$

$$\beta_{11} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{11} - c_{1u1}}\right) = 58,299^\circ \quad (8.57)$$

$$\beta_{12} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{12} - c_{1u2}}\right) = 45,010^\circ \quad (8.58)$$

$$\beta_{13} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{13} - c_{1u3}}\right) = 36,568^\circ \quad (8.59)$$

$$\beta_{1e} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{1e} - c_{1ue}}\right) = 30,829^\circ \quad (8.60)$$

Se puede observar que este ángulo es cada vez mayor según nos acercamos al perfil interior, si esto no fuese así, significaría que habría zonas de remanso o creación de torbellinos. Además, debe cumplir, y cumple que no se cubre a sí mismo, es decir $\beta_{1i} < 90^\circ$.

Se obtienen ahora los ángulos β_2 :

$$\beta_{2i} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{1i}}\right) = 43,384^\circ \quad (8.61)$$

$$\beta_{21} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{11}}\right) = 37,093^\circ \quad (8.62)$$

$$\beta_{22} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{12}}\right) = 32,214^\circ \quad (8.63)$$



$$\beta_{23} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{13}}\right) = 28,372^\circ \quad (8.64)$$

$$\beta_{2e} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{1e}}\right) = 25,294^\circ \quad (8.65)$$

Se calculan las velocidades relativas entre el fluido y el álabe en la sección de entrada:

$$w_{1i} = \frac{C_{1me}}{\text{sen } \beta_{1i}} = 9,296m / s \quad (8.66)$$

$$w_{11} = \frac{C_{1me}}{\text{sen } \beta_{11}} = 10,759m / s \quad (8.67)$$

$$w_{12} = \frac{C_{1me}}{\text{sen } \beta_{12}} = 12,943m / s \quad (8.68)$$

$$w_{13} = \frac{C_{1me}}{\text{sen } \beta_{13}} = 15,365m / s \quad (8.69)$$

$$w_{1e} = \frac{C_{1me}}{\text{sen } \beta_{1e}} = 17,861m / s \quad (8.70)$$

De la misma forma se calculan las velocidades relativas entre el fluido y el álabe en la sección de salida:

$$w_{2i} = \frac{C_{1me}}{\text{sen } \beta_{2i}} = 13,327m / s \quad (8.71)$$

$$w_{21} = \frac{C_{1me}}{\text{sen } \beta_{21}} = 15,178m / s \quad (8.72)$$

$$w_{22} = \frac{C_{1me}}{\text{sen } \beta_{22}} = 17,172m / s \quad (8.73)$$

$$w_{23} = \frac{C_{1me}}{\sin \beta_{23}} = 19,264m / s \quad (8.74)$$

$$w_{2e} = \frac{C_{1me}}{\sin \beta_{2e}} = 21,425m / s \quad (8.75)$$

Una vez obtenidas estas velocidades relativas se puede comprobar que el comportamiento de los alabes es propia de una turbina. Se comprueba entonces que la velocidad absoluta del fluido en cada sección a la entrada es inferior a la velocidad a la salida ya que hay transferencia de energía cinética al rodete, además de conversión de energía de presión en cinética en el rodete también.

8.4 Cálculo del número de alabes y dimensiones

Es necesario obtener el numero específico de revoluciones según la potencia para obtener la altura del alabe, la curvatura y la cantidad de alabes siguiendo un criterio experimental. Se usará el numero específico en función del caudal para calcular este parámetro, y al tratarse de agua:

$$n_s = 3,65 \cdot \sqrt{\eta_h} \cdot n_q = 609,695rpm \quad (8.76)$$

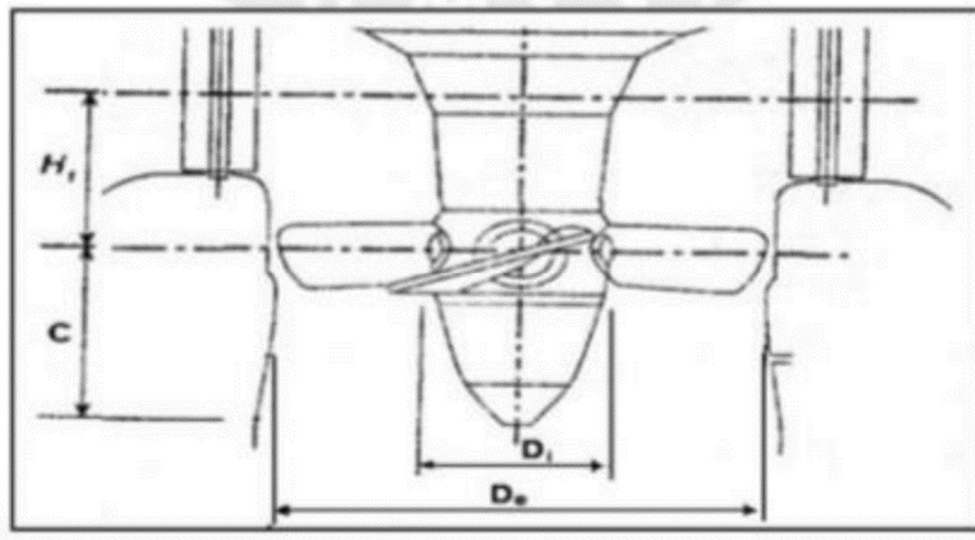


Figura 7.3 Parámetros del rodete y su posición.[22]

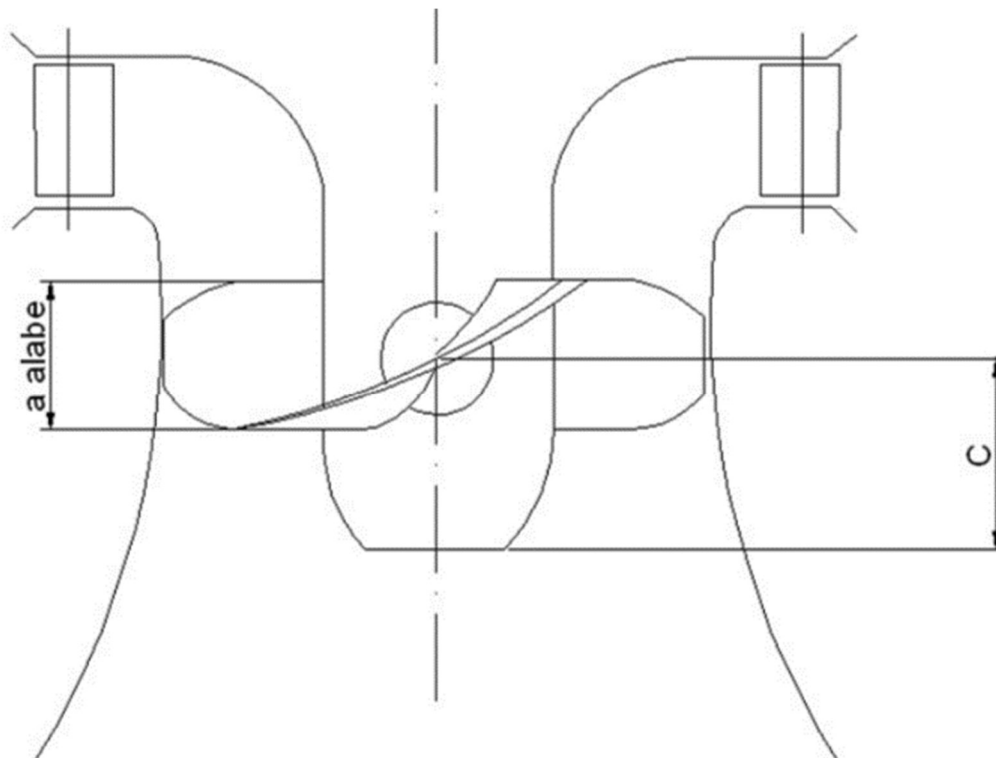


Figura 7.4 Parámetros del alabe y rodete.[23]

Según los autores C. F. Siervo y F. Leva ("Modern trends in selecting, designing Kaplan Turbines") se puede calcular los parámetros de las figuras 7.3 y 7.4 de la siguiente forma:

$$C = (6,94 \cdot n_s^{-0,403}) \cdot D_e = 0,552m \quad (8.77)$$

$$H_i = (0,38 + (5,17 \cdot 10^{-5} \cdot n_s)) \cdot D_e = 0,434m \quad (8.78)$$

La altura del álabe se calcula así:

$$a_{alabe} = \frac{1}{3}(C + H_i) = 0,3288m \quad (8.79)$$

Según la teoría de persianas se puede calcular el parámetro t , que representa el espacio libre que debe haber entre álabes.

$$t = \frac{a_{alabe}}{\tan \beta_{1e}} = 0,5509m \quad (8.80)$$



Conociendo esta distancia entre álabes, se puede calcular el número de álabes dividiendo la longitud de la circunferencia exterior entre el espacio libre entre álabes.

$$z = \frac{\pi \cdot D_e}{t} = 6,015 \quad (8.81)$$

Por lo tanto, se aproxima el valor a un número entero, ya que como es lógico no se puede tener un número de palas que no sea entero.

$$z = 6 \text{ álabes}$$

Se va a definir ahora la longitud de la cuerda en las diferentes secciones, con este valor se podrá luego calcular la curvatura del perfil.

$$l_i = \sqrt{\left(\frac{a_{alabe}}{2 \sin \beta_{1i}} + \frac{a_{alabe}}{2 \sin \beta_{2i}}\right)^2 + a_{alabe}^2} = 0,5227m \quad (8.82)$$

$$l_1 = \sqrt{\left(\frac{a_{alabe}}{2 \sin \beta_{11}} + \frac{a_{alabe}}{2 \sin \beta_{21}}\right)^2 + a_{alabe}^2} = 0,5702m \quad (8.83)$$

$$l_2 = \sqrt{\left(\frac{a_{alabe}}{2 \sin \beta_{12}} + \frac{a_{alabe}}{2 \sin \beta_{22}}\right)^2 + a_{alabe}^2} = 0,6329m \quad (8.84)$$

$$l_3 = \sqrt{\left(\frac{a_{alabe}}{2 \sin \beta_{13}} + \frac{a_{alabe}}{2 \sin \beta_{23}}\right)^2 + a_{alabe}^2} = 0,7034m \quad (8.85)$$

$$l_e = \sqrt{\left(\frac{a_{alabe}}{2 \sin \beta_{1e}} + \frac{a_{alabe}}{2 \sin \beta_{2e}}\right)^2 + a_{alabe}^2} = 0,7784m \quad (8.86)$$

Una vez conocida estas longitudes de cuerda en cada tramo, se calcula la curvatura del perfil con el método de Weining para álabes con curvaturas suaves.

$$R_{ci} = \frac{l_i}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin \alpha_{1i})}} = 0,523m \quad (8.87)$$

$$R_{c1} = \frac{l_1}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin \alpha_{11})}} = 0,830m \quad (8.88)$$

$$R_{c2} = \frac{l_2}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin \alpha_{12})}} = 1,130m \quad (8.89)$$

$$R_{c3} = \frac{l_3}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin \alpha_{13})}} = 1,483m \quad (8.90)$$

$$R_{ce} = \frac{l_e}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin \alpha_{1e})}} = 1,889m \quad (8.91)$$

Adicionalmente se puede calcular el ángulo de redondeo de la pala para no producir turbulencias o choques debidos al propio borde del álabe.

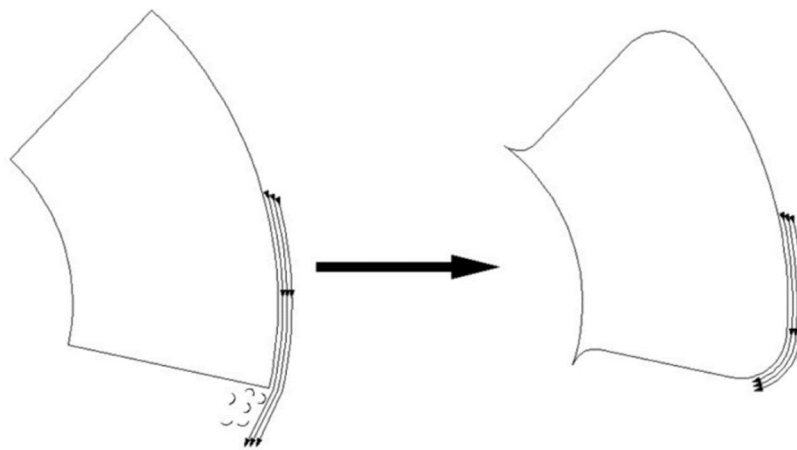


Figura 7.5 Choques por los bordes del álabe [24]

Como hay 6 álabes:

$$z = 6 \text{ álabes} \rightarrow \theta^* = 60^\circ$$

Entonces la amplitud del alabe para evitar el contacto es:



$$\theta_{alabe} = \frac{z^2 \cdot \theta^* \cdot l_e - \theta^* \cdot D_e \cdot \pi}{z^2 \cdot l_e} = 52,904^\circ \quad (8.92)$$

Conocida esta amplitud del ángulo se puede aproximar el valor de los radios de acuerdo en los bodes del álabe. Este redondeo hace que haya mejor comportamiento del alabe frente a choques y también mejora su comportamiento frente a la cavitación.

Para hallar este radio de redondeo o acuerdo, se considerará un triángulo rectángulo entre el centro del rodete, la mitad de amplitud del ángulo y el diámetro externo.

$$e = \frac{D_e}{2} \cos\left(\frac{\theta_{alabe}}{2}\right) = 0,4722m \quad (8.93)$$

$$R_{cb} = \frac{e}{z} = \frac{0,4722}{6} = 0,07870m \quad (8.94)$$

La curvatura en el extremo del alabe no tiene que ser este valor exactamente, porque es bastante más complejo el cálculo, ya que se ha calculado considerando bidimensionalidad, siendo el cambio tridimensional diferente. Pero sí que es verdad que valor de este redondeo se tendrá que acercar a ese valor.

8.5 Cálculo de la carcasa

El cálculo de la carcasa se basa en un estudio estadístico hecho sobre más de 120 turbinas Kaplan para alturas de menos de 15 metros, como es el caso para analizar.

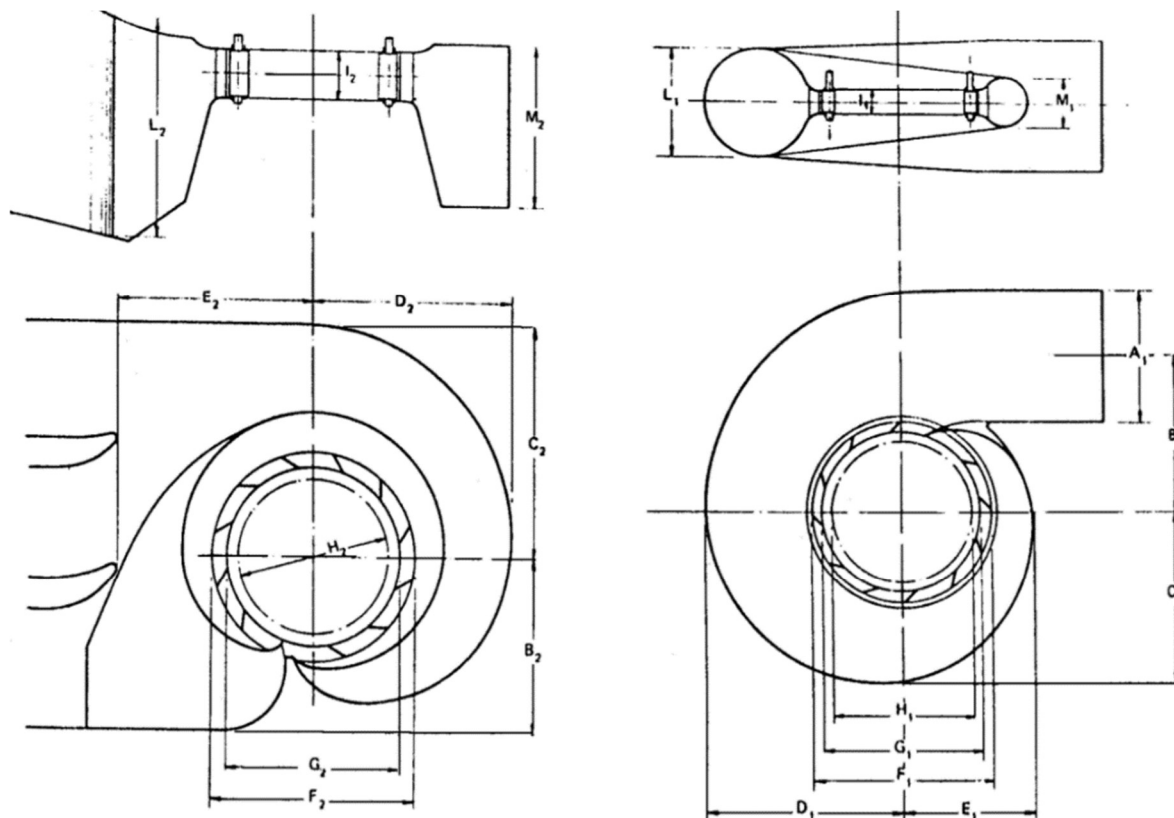


Figura 7.6 Parámetros principales de las carcasas de acero(derecha) y concreto (derecha) de una turbina Kaplan. [25]

Con estos cálculos basados en el análisis estadístico experimental se puede definir la carcasa y la situación del distribuidor Fink entre otros parámetros, a partir del número de revoluciones específico.

Cálculo de la carcasa de acero:

$$A = D_e \cdot 0,4 \cdot n_s^{0,20} = 1,5215m \quad (8.95)$$

$$B = D_e(1,26 + 3,79 \cdot 10^{-4} \cdot n_s) = 1,5729m \quad (8.96)$$

$$C = D_e(1,46 + 3,24 \cdot 10^{-4} \cdot n_s) = 1,748m \quad (8.97)$$

$$D = D_e(1,59 + 5,74 \cdot 10^{-4} \cdot n_s) = 2,0464m \quad (8.98)$$



$$E = D_e(1,21 + 2,71 \cdot 10^{-4} \cdot n_s) = 1,4507m \quad (8.99)$$

$$F = D_e(1,45 + 72,17 / n_s) = 1,6544m \quad (8.100)$$

$$G = D_e(1,29 + 41,63 / n_s) = 1,4328m \quad (8.101)$$

$$H = D_e(1,13 + 31,86 / n_s) = 1,2471m \quad (8.102)$$

$$I = D_e(0,45 - 31,80 / n_s) = 0,4197m \quad (8.103)$$

$$L = D_e(0,74 + 8,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_s) = 1,3401m \quad (8.104)$$

$$M = \frac{D_e}{(2,06 - 1,20 \cdot 10^{-3} \cdot n_s)} = 0,6902m \quad (8.105)$$

Cálculo de la carcasa de concreto:

$$B_2 = \frac{D_e}{0,76 + 8,11 \cdot 10^{-5} n_s} = 1,3032m \quad (8.106)$$

$$C_2 = \frac{D_e}{0,55 + 1,48 \cdot 10^{-5} \cdot n_s} = 1,8870m \quad (8.107)$$

$$D_2 = D_e(1,58 - 9,05 \cdot 10^{-5} \cdot n_s) = 1,6085m \quad (8.108)$$

$$E_2 = D_e(1,48 - 2,11 \cdot 10^{-5} \cdot n_s) = 1,5476m \quad (8.109)$$

$$F_2 = D_e(1,62 - 3,18 \cdot 10^{-5} \cdot n_s) = 1,6884m \quad (8.110)$$

$$G_2 = D_e(1,36 + 7,79 / n_s) = 1,4481m \quad (8.111)$$

$$H_2 = D_e(1,19 + 4,69 / n_s) = 1,2634m \quad (8.112)$$



$$I_2 = D_e(0,44 - 21,47 / n_s) = 0,4270m \quad (8.113)$$

$$L_2 = D_e(1,44 + 105,29 / n_s) = 1,7012m \quad (8.114)$$

$$M_2 = D_e(1,03 + 136,28 / n_s) = 1,3223m \quad (8.115)$$

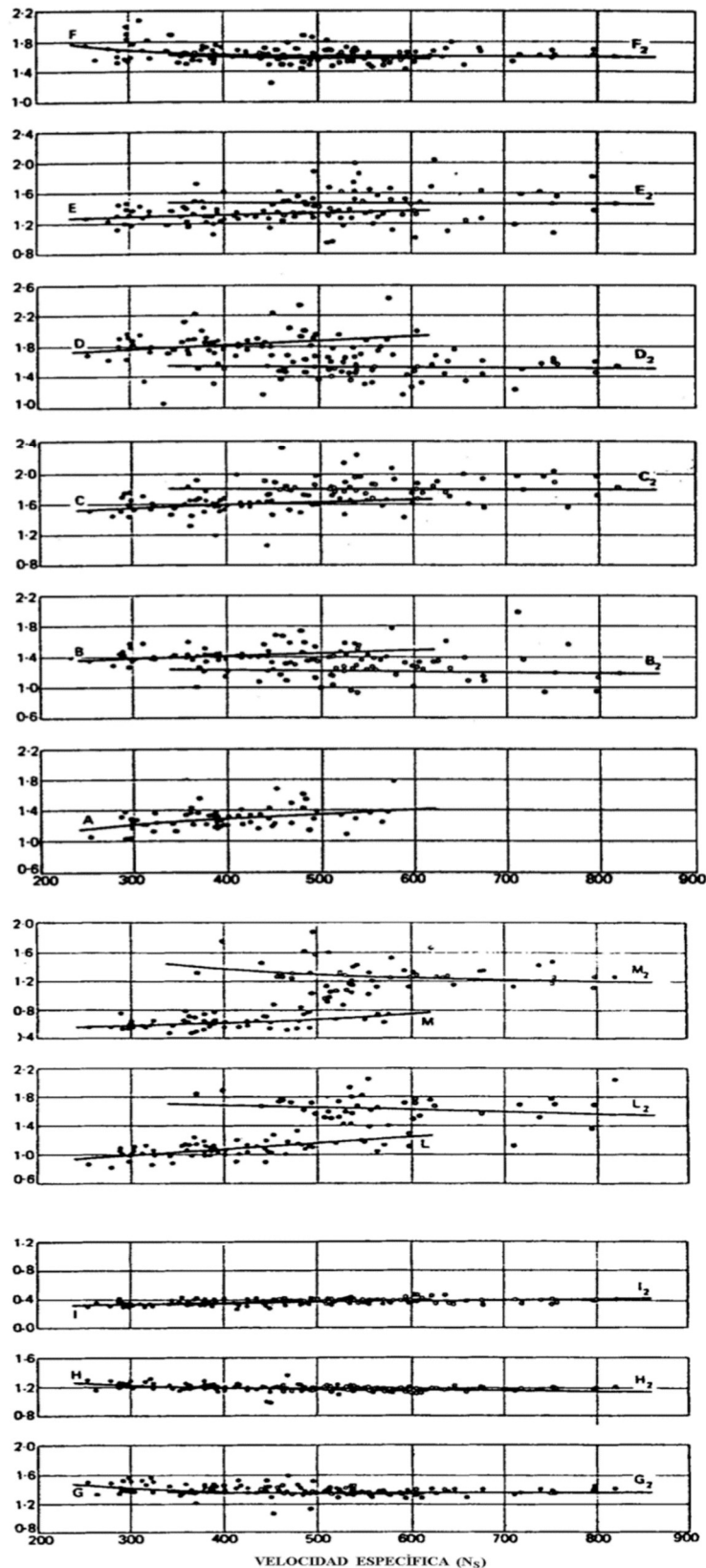


Figura 7.7 Gráficas de las dimensiones de la carcasa de acero y concreto en porcentaje respecto a la dimensión del diámetro exterior del rodete y la velocidad específica. [25]

8.6 Cálculo del tubo de aspiración

Para el cálculo del tubo de aspiración se vuelve a usar el análisis estadístico experimental, para a partir de las funciones de interpolación de los resultados de más de 120 turbinas Kaplan calcular los parámetros en la turbina a analizar. [25]

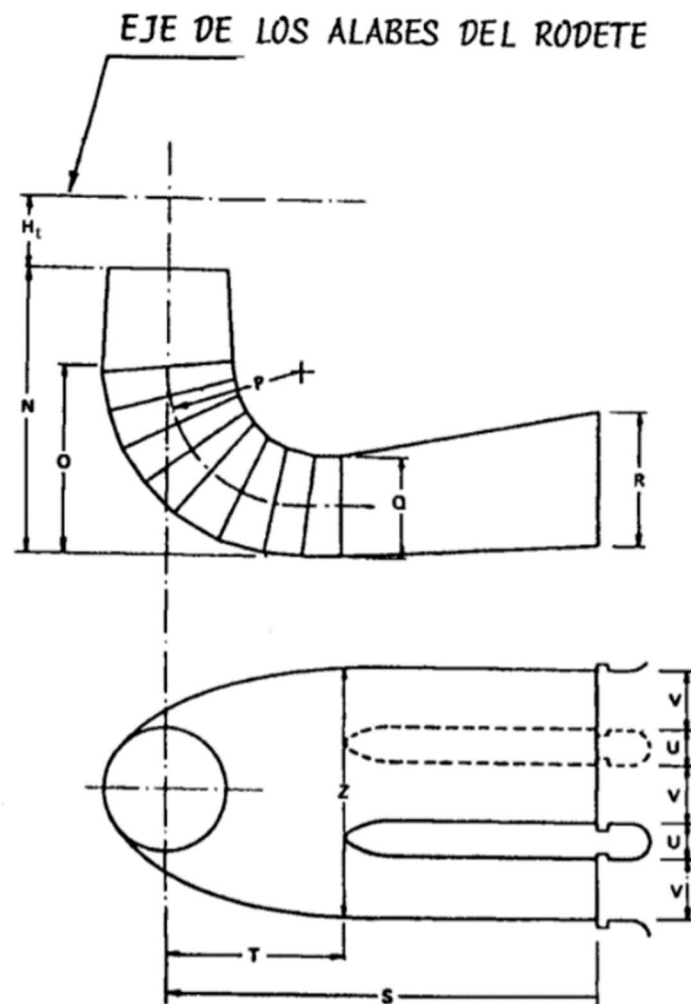


Figura 7.8 Parámetros principales del tubo de aspiración de una turbina Kaplan.[25]

Los parámetros calculados son los siguientes:

$$N = D_e(2 - 2,14 \cdot 10^{-6} \cdot n_s) = 2,1083m \quad (8.116)$$

$$O = D_e(1,4 - 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot n_s) = 1,4661m \quad (8.117)$$



$$P = D_e(1,26 - 16,35 / n_s) = 1,3008m \quad (8.118)$$

$$Q = D_e(0,66 - 18,4 / n_s) = 0,6644m \quad (8.119)$$

$$R = D_e(1,25 - 7,98 \cdot 10^{-5} \cdot n_s) = 1,2673m \quad (8.120)$$

$$S = D_e(4,26 + 201,51 / n_s) = 4,8423m \quad (8.121)$$

$$T = D_e(1,2 + 5,12 \cdot 10^{-4} \cdot n_s) = 1,5951m \quad (8.122)$$

$$U = D_e \cdot 0,15 = 0,1582m \quad (8.123)$$

$$V = 2,91 \cdot D_e = 3,0696m \quad (8.124)$$

$$Z = D_e(2,58 + 102,66/n_s) = 2,8992m \quad (8.125)$$

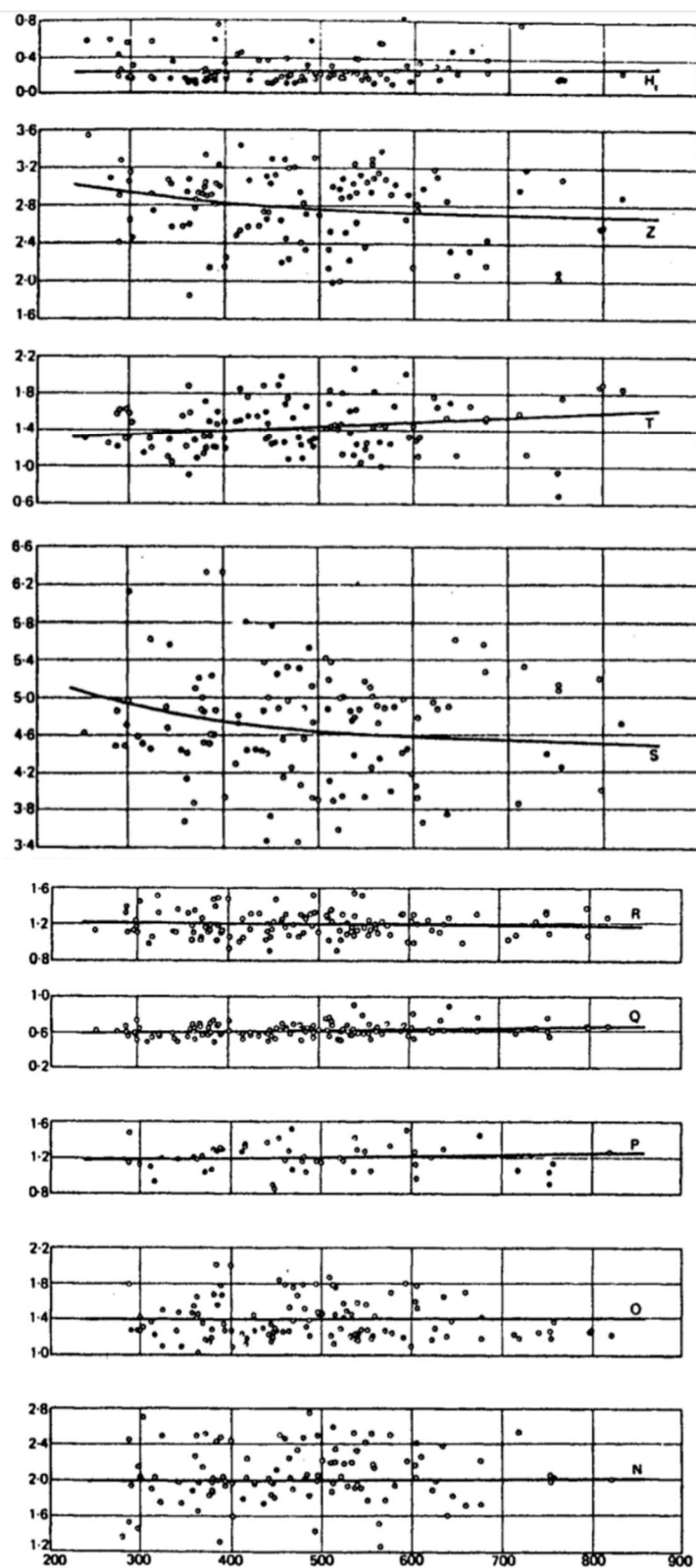


Figura 7.9 Gráficas de las dimensiones del tubo de aspiración en porcentaje respecto a la dimensión del diámetro exterior del rodete y la velocidad específica. [25]



9 Anexo II Estudio económico

En este apartado se va a cuantificar aproximadamente el coste que supondría este el estudio realizado teniendo en cuenta el equipo empleado en el análisis, así como el precio de las licencias del software utilizado y la mano de obra requerida en el transcurso de lo que ha sido el proyecto.

No se trata por tanto del análisis de viabilidad de la turbina hidráulica que saldría como resultado del estudio, sino del estudio y el análisis computacional sobre rodets de turbinas como es el caso de este trabajo.

Por lo tanto, se van a considerar los siguientes recursos como base para calcular una aproximación de coste económico del estudio realizado:

Licencia Ansys 30000€/año

Estación para simulación 4500€ amortizados en 4 años

Horas de trabajo de un ingeniero: 18€/h

Si reducimos estos datos a un periodo de tres meses y 12 créditos de dedicación al proyecto, es decir 576 horas.

Coste de la licencia Ansys 7500€

Coste del equipo informático 281,25€

Coste trabajo del ingeniero 10368€

Sumando todos los costes se obtiene un valor final de 18149,25€



10 Bibliografía

- [1] Mataix, C. (1975). Turbomáquinas Hidráulicas. (E. ICAI, Ed.) (3ª ed.).
- [2] Agüera Soriano, J. (2002). Mecánica de fluidos incomprensibles y turbomáquinas hidráulicas. (Ed. Ciencia3, Ed.) (5a ed.).
- [3] Mataix, C. (1982). Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. (E. del Castillo, Ed.) (2ª ed.)
- [4] Arce de Aldecoa, E. (2018). Análisis del flujo en una turbina Kaplan mediante dinámica de fluidos computacional. TFG Universidad de Cantabria.
- [5] Laguna Ruz, R. M. (2015). Diseño de turbina Kaplan mediante Dinámica de Fluidos Computacional. TFG ETSI Sevilla.
- [6] Parra, B. Z., & Robles, A. V. (2016). Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas. (E. Crai UPCT, Ed.). Recuperado de <http://repositorio.upct.es/bitstream/handle/10317/5476/isbn9788416325191.pdf>
- [7] Fernández, P. (2008). Turbinas Hidráulicas, Universidad de Cantabria. Recuperado de <http://files.pfernandezdiez.es/Turbinas/Hidraulicas/PDFs/05Turb.Hidr.pdf>
- [8] IMPACTO AMBIENTAL CAUSADO POR LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS. (s.f.). Recuperado de <http://hidroimpacto.blogspot.com/>
- [9] TODOPRODUCTIVIDAD: Aprendiendo a diseñar pequeñas centrales hidroeléctricas (1a PARTE). (s.f.). Recuperado de <http://todoproductividad.blogspot.com/2011/11/la-generacion-distribuida-elimina.html>
- [10] faeitch2012 | Turbinas Kaplan Página 2. (s.f.). Recuperado de <https://faeitch2012.wordpress.com/author/faeitch2012/page/2/>
- [11] Apsley, D. Apuntes asignatura Computational Fluid Dynamics de la universidad de Massachussets. Recuperado de <https://personalpages.manchester.ac.uk/staff/david.d.apsley/lectures/comphydr/index.htm>



- [12] Versteeg, H., & Malalasekera, W. (1995). An introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method. (L. S. & Technical, Ed.). Longman Scientific & Technical.
- [13] Fernández, R., & Ortega, J. (2014). Mecánica de fluidos, universidad de Málaga. Recuperado de http://www.fluidmal.uma.es/NCMF/Notas%20de%20clase_2014.pdf
- [14] Nuclear Power- Reynolds Number. Recuperado de <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/fluid-dynamics/reynolds-number/>
- [15] Sánchez, J. (2002). Ecuaciones de Navier-Stokes en flujos capa límite desprendida. Recuperado de http://www.iim.unam.mx/zenit/fluidos2/apuntes/capitulo_10.pdf
- [16] ANSYS, inc. (2006). Modeling Turbulent Flows. Introductory FLUENT Training.
- [17] IDAE. (2006). Minicentrales Hidroeléctricas. Manuales de energías renovables (Vol. 6).
- [18] IDAE. (s.f.). Nueva construcción de central hidroeléctrica, a pie de presa, en Selga de Ordás (León) | IDAE. Recuperado de <https://www.idae.es/publicaciones/nueva-construccion-de-central-hidroelectrica-pie-de-presa-en-selga-de-ordas-leon>
- [19] Mundoenergía. Dinalan actualiza el control de la central hidroeléctrica de Selga de Ordás. Recuperado de <http://www.mundoenergia.com/2010/10/19/dinalan-actualiza-el-control-de-la-central-hidroelectrica-de-selga-de-ordas-en-leon/>
- [20] Alternadores. Recuperado de <http://www.talleresmonge.com/alternadores/>
- [21] Ayuntamiento de Santa María de Ordás. Recuperado de <http://www.aytosantamariadeordas.es/>
- [22] Siervo, F., & De Leva, F. (1977). Modern trends in selecting, design Kaplan turbines (1ª ed.). Water power.
- [23] Bohl, W. (1986). Turbomáquinas, diseño y construcción. (2ª ed.). Labor.
- [24] Vicente Benito, D. (2010). Diseño de una turbina Kaplan para un caudal de 15 m³/s y salto neto de 10 m. Recuperado de <http://hdl.handle.net/10366/82758>



[25] Global Trade Media. (1976, Agosto). International Water Power & Dam Construction. United Kingdom.

[26] Renedo Estébanez C.J. (s.f.). Apuntes asignatura Sistemas y máquinas fluido-mecánicas. Recuperado de <https://personales.unican.es/renedoc/docencia.htm>

[27] Ballester Cherta, O. (2014). Estudio y desarrollo de una microturbina para la generación de energía eléctrica en redes de suministro potable. Universitat Jaume I. Recuperado de http://repositori.uji.es/xmlui/bitstream/handle/10234/110559/TFG_2014_+ChertaBallesterO.pdf;jsessionid=6B857835A680A224943A5AEDC79770A6?sequence=1